

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Energeticky úsporné zkoušení rotačních hydromotorů

Energy Saving Testing of Rotary Hydraulic Motors

Student:	Bc. Miroslav Pavlát, DiS.
Vedoucí diplomové práce:	doc. Dr. Ing. Lumír Hružík

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Miroslav Pavlát, DiS.**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T043 Hydraulika a pneumatika
Téma: **Energeticky úsporné zkoušení rotačních hydromotorů**
Energy Saving Testing of Rotary Hydraulic Motors
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Navrhněte hydraulický obvod pro energeticky úsporné zkoušení rotačních hydromotorů.
2. Zpracujte technickou dokumentaci pro výrobu měřicího stendu.
3. Navrhněte metodiku pro měření vybraných charakteristik rotačních hydromotorů. Změřte a vyhodnoťte vybrané charakteristiky rotačního hydromotoru.
4. Posuďte energetickou úspornost navrženého hydraulického obvodu pro zkoušení hydromotoru.

Seznam doporučené odborné literatury:

- MURRENHOFF, H. *Fundamentals of Fluid Power*. Aachen: Verlag GmbH. 2014, 387 s. ISBN 978-3-8440-2826-3.
- PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy, díl 1. Kapaliny v hydraulických mechanismech. Hydrostatické převodníky*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009, 2. vyd., 156 s. ISBN 978-80-248-0857-4.
- PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy, díl 2. Řídicí prvky hydrostatických systémů. Příslušenství hydraulických obvodů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008, 2. vyd., 140 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
- WILL, D.; GEBHARDT, N. *Hydraulik Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. Springer, Berlin, 2008, 4. vyd. 450 s. ISBN 978-3-540-79534-6.
- KOPÁČEK, J. *Technická diagnostika hydraulických mechanismů*. Praha: SNTL, 1990. 160 s. ISBN 80-03-00308-3.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr. Ing. Lumír Hružík**

Konzultant diplomové práce: Ing. Tobiáš Moc

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 7. 5. 2016

Radko Miroslav

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo - diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 7.5.2016

.....
Podpís Miroslav

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Miroslav Pavlát, DiS.

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Chotovická 1754/2, Praha

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Dr. Ing. Lumíru Hružíkovi a konzultantovi z firmy Parker Hannifin Czech s.r.o. Ing. Tobiáši Mocovi za jejich odborné rady a vedení při psaní této práce. Zároveň děkuji své rodině za jejich podporu při studiu.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

PAVLÁT, M. *Energeticky úsporné zkoušení rotačních hydromotorů: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2016, 81 s. Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Lumír Hružík. Konzultant Ing. Tobiáš Moc z firmy Parker Hannifin Czech Republic s.r.o.

Diplomová práce se zabývá návrhem zkušebního zařízení pro zkoušení hydraulických rotačních hydromotorů, které využívá principu rekuperace energie pro snížení energetické náročnosti zařízení. V úvodní části diplomové práce je navržen energeticky úsporný hydraulický obvod. Další část diplomové práce se zabývá konstrukčním návrhem, výběrem prvků, zpracováním technické dokumentace a realizací montáže zařízení. V následujících kapitolách je vytvořena metodika pro testování a měření vybraných charakteristik a zhodnoceno měření charakteristiky vybraného rotačního hydromotoru. Energetická úspornost systému je hodnocena v poslední části diplomové práce.

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

PAVLÁT, M. *Energy Saving Testing of Rotary Hydraulic Motors: Diploma Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulics Equipment, 2016, 81 p. Thesis head: doc. Dr. Ing. Lumír Hružík. Garant Ing. Tobiáš Moc from company Parker Hannifin Czech Republic s.r.o.

Diploma thesis deals with engineering design of testing device for hydraulic rotary motors. It is based on the principle of energy recovery for reducing of energy consumption of the testing device. First part of diploma thesis is about invention of energy saving hydraulic diagram. Next part of the diploma thesis deals with ideas of design, components selection, drawing of technical documentation and assembly of the device. There is written methodology for testing and measurement of selected characteristics in the following part and also selected hydraulic motor was tested. Energy efficiency is stated in the last part of diploma thesis.

Obsah

1	SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	10
2	ÚVOD.....	12
3	MOŽNOSTI ENERGETICKY ÚSPORNÝCH OBVODŮ.....	13
3.1	Hydromotor a hydrogenerátor se stejným geometrickým objemem bez pomocného elektromotoru	13
3.2	Hydromotor a hydrogenerátor se stejným geometrickým objemem a pomocným elektromotorem	19
3.3	Hydromotor a hydrogenerátor se stejným geometrickým objemem a pomocným elektromotorem pro oba směry otáčení	20
3.4	Hydromotor a hydrogenerátor se stejným geometrickým objemem a pomocným elektromotorem pro oba směry otáčení	21
3.5	Hydromotor a hydrogenerátor s rozdílným geometrickým objemem	22
4	NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU	23
4.1	Základní komponenty.....	23
4.2	Navrhnuté schéma hydraulického obvodu	25
4.3	Simulace	28
4.4	Propočet funkčnosti obvodu	31
4.4.1	Výpočet hydromotoru	32
4.4.2	Výpočet hydrogenerátoru.....	35
5	VÝBĚR PRVKŮ	39
5.1	Hydrogenerátor Parker s regulací kompenzátoru tlaku.....	39
5.1.1	Hydrogenerátor Parker série PVplus	39
5.1.2	Regulace kompenzátoru tlaku FRC	41
5.2	Hydraulický motor Parker série F12	42
5.3	Hydraulický agregát Parker.....	44
5.4	Snímač krouticího momentu Burster	45
5.5	Dvoucestný regulátor průtoku	45
5.6	Pojistný ventil	46
5.7	Jednosměrné ventily	46
5.8	Spojky	47

5.9	Škrťací ventily	47
5.10	Ostatní komponenty obvodu	48
5.11	Měření tlaku a průtoku	50
6	KONSTRUKČNÍ NÁVRH	51
7	MONTÁŽ A NASTAVENÍ.....	53
7.1	Montáž.....	53
7.2	Optimalizace geometrického objemu hydrogenerátoru.....	56
7.3	Měření krouticího momentu	58
8	METODIKA MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK	61
8.1	Zprovoznění a spuštění zařízení.....	61
8.2	Postup měření momentové charakteristiky	62
8.3	Postup měření průtokové charakteristiky	63
8.4	Postup měření charakteristiky účinnosti na otáčkách	64
8.5	Vypnutí zařízení.....	64
9	TESTOVÁNÍ ROTAČNÍHO HYDROMOTORU.....	65
9.1	Momentová charakteristika.....	65
9.2	Průtoková charakteristika.....	68
9.3	Charakteristika účinností v závislosti na otáčkách.....	70
10	ENERGETICKÁ ÚSPORA.....	72
10.1	Energetická úspora navrženého zařízení.....	72
10.2	Energetická úspora při konstantním tlaku 160 bar.....	73
10.3	Energetická úspora v závislosti na tlaku a otáčkách	75
11	ZÁVĚR.....	77
12	POUŽITÉ ZDROJE	79
13	SEZNAM PŘÍLOH	81

1 SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Veličiny a jednotky

d	vnitřní průměr vedení	[m]
DN	jmenovitá světlost	[mm]
g	gravitační konstanta	[m.s ⁻²]
L	délka vedení	[m]
M	moment	[N.m]
n	otáčky	[min ⁻¹]
P	výkon	[kW]
p	tlak	[bar]
Q	objemový průtok	[dm ³ .s ⁻¹]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
S	plocha	[m ²]
T	teplota	[°C]
U	elektrické napětí	[V]
v	rychlost	[m.s ⁻¹]
Vg	geometrický objem	[cm ³]
Z	Svodová propustnost	[N ⁻¹ .m ⁵ .s ⁻¹]
Δp_z	tlaková ztráta	[bar]
η	účinnost	[-]
λ	součinitel tření	[-]
π	Ludolfovo číslo ($\pi = 3,14159$)	[-]
ρ	hustota	[kg.m ⁻³]
ν	kinetická viskozita	[m ² .s ⁻¹]

České zkratky

abs	absolutní
celk	celková
BSP G	trubkový závit se stálým průměrem v palcích (inch, ")
ISO	Mezinárodní organizace pro normalizaci
max	maximální
mech	mechanicko-tlaková
min	minimální

obj	objemová
obr.	obrázek
PN	jmenovitý tlak [bar]
skut	skutečná
s. r. o.	společnost s ručením omezeným
tab.	tabulka
teor	teoretický

Anglické odborné termíny

annex	změnový index na výkrese
dimensions	rozměry
efficiency	účinnost
efficiencies	účinnosti
flushing valve	proplachovací ventil
full flow	plný průtok
input power	příkon
key	pero
mech.	mechanicko-tlaková (mechanical)
motor	hydromotor
optional	volitelné
output flow	výtok
overall	celková
pressure	tlak
port	vstup
pump	hydrogenerátor
recommended	doporučeno
rekuperace	zpětné využití energie
rpm	jednotka otáček (revolution per minute)
sensor	snímač
speed	rychlost
thread	závit
total	celková
vol.	objemová (volume)

2 ÚVOD

Současný trend vývoje strojů a zařízení je zaměřen na automatizaci a energetickou úspornost návrhů s ohledem na životní prostředí. Zkoušení hydraulických převodníků je energeticky velice náročné, zejména jedná-li se o dlouhodobé zkoušení, které se zaměřují na průběhy sledovaných veličin po dobu životnosti.

Navrhované zkušební zařízení bude sloužit pro energeticky úsporné testování rotačních hydromotorů. Základním úkolem je vymyslet hydraulický obvod s rekuperací energie, čímž se zajistí energetická úspornost zkoušení vybraného rotačního hydromotoru. Návrh je ovlivněn konkrétními typy poskytnutých prvků k realizaci montáže a následného ověření funkčnosti testovacího zařízení. Základními prvky, od kterých se bude odvíjet celá diplomová práce, jsou hydraulický agregát Parker Hannifin s regulací na konstantní výkon, hydromotor Parker Hannifin F12-030 s konstantním geometrickým objemem a hydrogenerátor Parker Hannifin PV032 s nastavitelným geometrickým objemem.

Na základě navrženého schématu se vtipují další potřebné prvky obvodu z portfolia produktů Parker Hannifin pro výrobu funkčního zařízení a vytvoří se 3D konstrukční návrh a výkresová dokumentace.

Po sestavení zkušebního zařízení se vyhotoví metodika pro měření vybraných charakteristik rotačních hydromotorů, které budou vycházet ze standardně používaných typů charakteristik používaných v běžné praxi. Po vyhotovení metodiky se na základě testování zubového rotačního hydromotoru ověří správnost navržených postupů testování. Vyhodnocení bude vypracováno ve formě tabulek naměřených dat a vyobrazeno ve formě grafů.

Zakončením diplomové práce bude posouzení energetické úspornosti navrženého hydraulického zařízení ve formě porovnání celkové energie dodávané na vstup hydraulického motoru s energií dodávanou z cirkulační větve, kterou proudí kapalina vytvářející energetickou úsporu celého zařízení.

3 MOŽNOSTI ENERGETICKY ÚSPORNÝCH OBVODŮ

Při návrhu hydraulického obvodu se vychází z ověřování různých návrhů skladby schémat v programu Automation Studio 5.0 [5] a studiem odborné literatury zabývající se energeticky úspornými systémy.

3.1 Hydromotor a hydrogenerátor se stejným geometrickým objemem bez pomocného elektromotoru

Jeden z prvních návrhů hydraulického obvodu se skládá z hydromotoru a hydrogenerátoru stejného typu. Konkrétně se jedná o Parker Hannifin typ F11-019 se stejnými geometrickými objemy $V_g = 19 \text{ cm}^3$, pomocného agregátu a dalších prvků k realizaci obvodu.

Vzorec pro výpočet momentu na hřídeli hydromotoru a hydrogenerátoru bez zahrnutí mechanicko-tlakové účinnosti [1]:

$$M = \frac{V_g \cdot \Delta p}{2\pi} = [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (3.1.1)$$

Teoreticky lze vytvořit tlakový rozdíl za hydrogenerátorem rozdílem účinností, nicméně se dá předpokládat, že toto nepatrné zvýšení tlaku zanikne jako místní ztráty a ztráty třením dále v obvodu. Navíc by tato minimální tlaková diference nebyla dostačující k testování hydromotoru při potřebných tlacích.

Příklad výpočtu při $\Delta p_{HM} = 200 \text{ bar}$, otáčkách $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, výrobcem udávanou mechanicko-tlakovou účinností hydromotoru $\eta_{mech HM} = 98 \%$ a mechanicko-tlakovou účinností hydrogenerátoru $\eta_{mech HG} = 99 \%$ je uveden níže.

Moment na hřídeli hydrogenerátoru se zahrnutím mechanicko-tlakové účinnosti:

$$\Delta p_{HG} = \frac{2\pi \cdot M}{V_g} \cdot \eta_{mech} = [\text{bar}] \quad (3.1.2)$$

Moment na hřídeli hydromotoru se zahrnutím mechanicko-tlakové účinnosti:

$$\Delta p_{HM} = \frac{2\pi \cdot M}{V_g \cdot \eta_{mech}} = [\text{bar}] \quad (3.1.3)$$

Pro zajištění rekuperace je nutné, aby hydrogenerátor vyvolal vyšší tlak než je vstupní tlak do hydromotoru a tím překonal tlak z hydraulického agregátu.

$p_{HM} < p_{HG}$ podmínka funkčnosti rekuperace

Moment na hřídeli i geometrický objem hydromotoru a hydrogenerátoru jsou shodné, proto platí:

Tlakový rozdíl na hydromotoru $\Delta p_{HM} = 200$ bar

Výpočet momentu na hřídeli hydromotoru:

$$\Delta p_{HM} = \frac{2\pi \cdot M}{Vg} \cdot \frac{1}{\eta_{mech}} \Rightarrow M = \frac{Vg \cdot \Delta p}{2\pi} \cdot \eta_{mech} = \frac{19 \cdot \frac{200}{10}}{2\pi} \cdot 0,98 = \mathbf{60,48 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad (3.1.4)$$

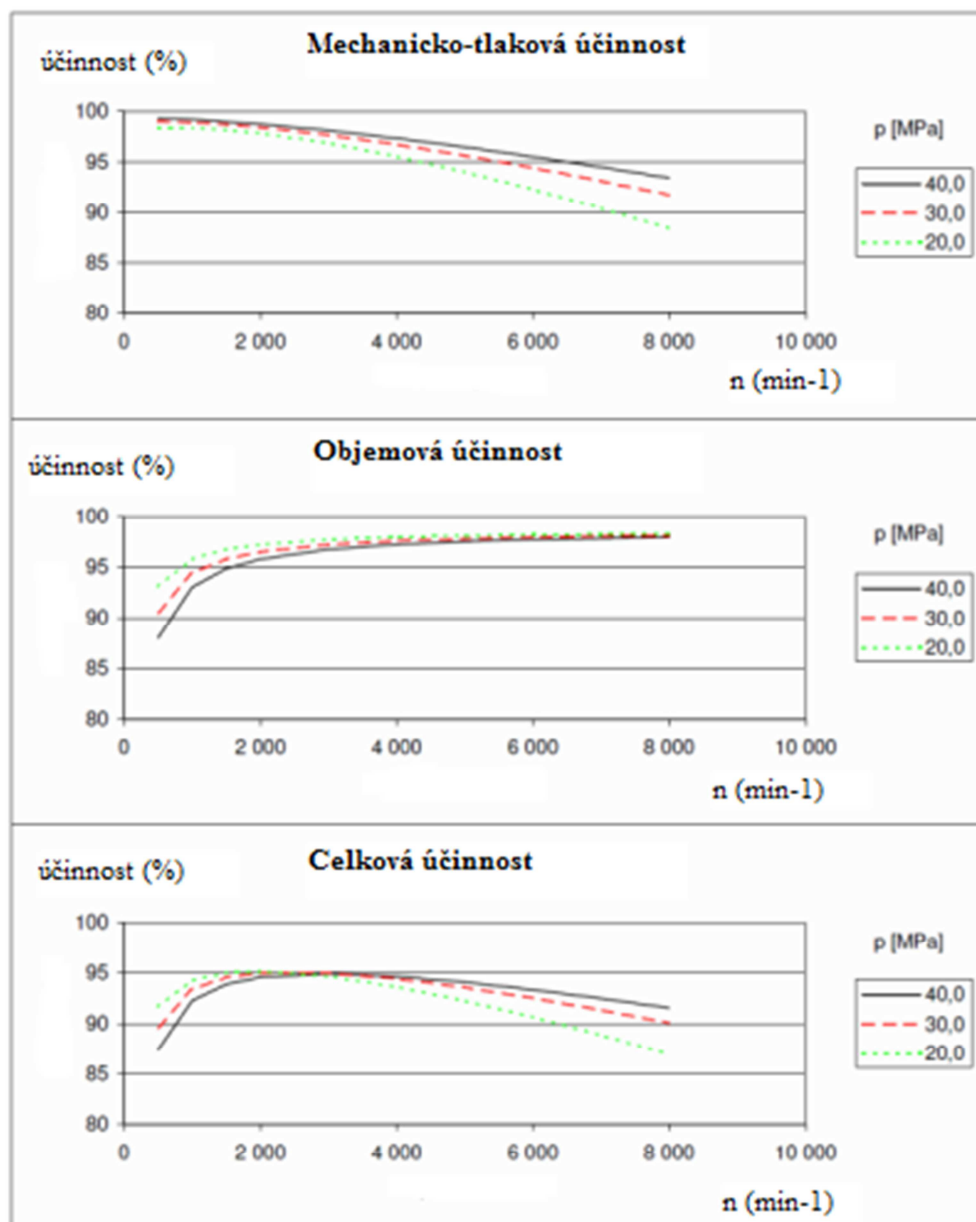
Výpočet tlakového spádu Δp_{HG} na hydrogenerátoru:

$$\Delta p_{HG} = \frac{2\pi \cdot M}{Vg} \cdot \eta_{mech} = \frac{2\pi \cdot 60,48}{19} \cdot 0,99 \cdot 10 = \mathbf{198 \text{ bar}} \quad (3.1.5)$$

Výstupní tlak z hydrogenerátoru = 198 bar.

$\Delta p_{HM} > \Delta p_{HG}$ podmínka není splněna

Výpočtem jsme došli k závěru, že obvod je v tomto zapojení nefunkční.

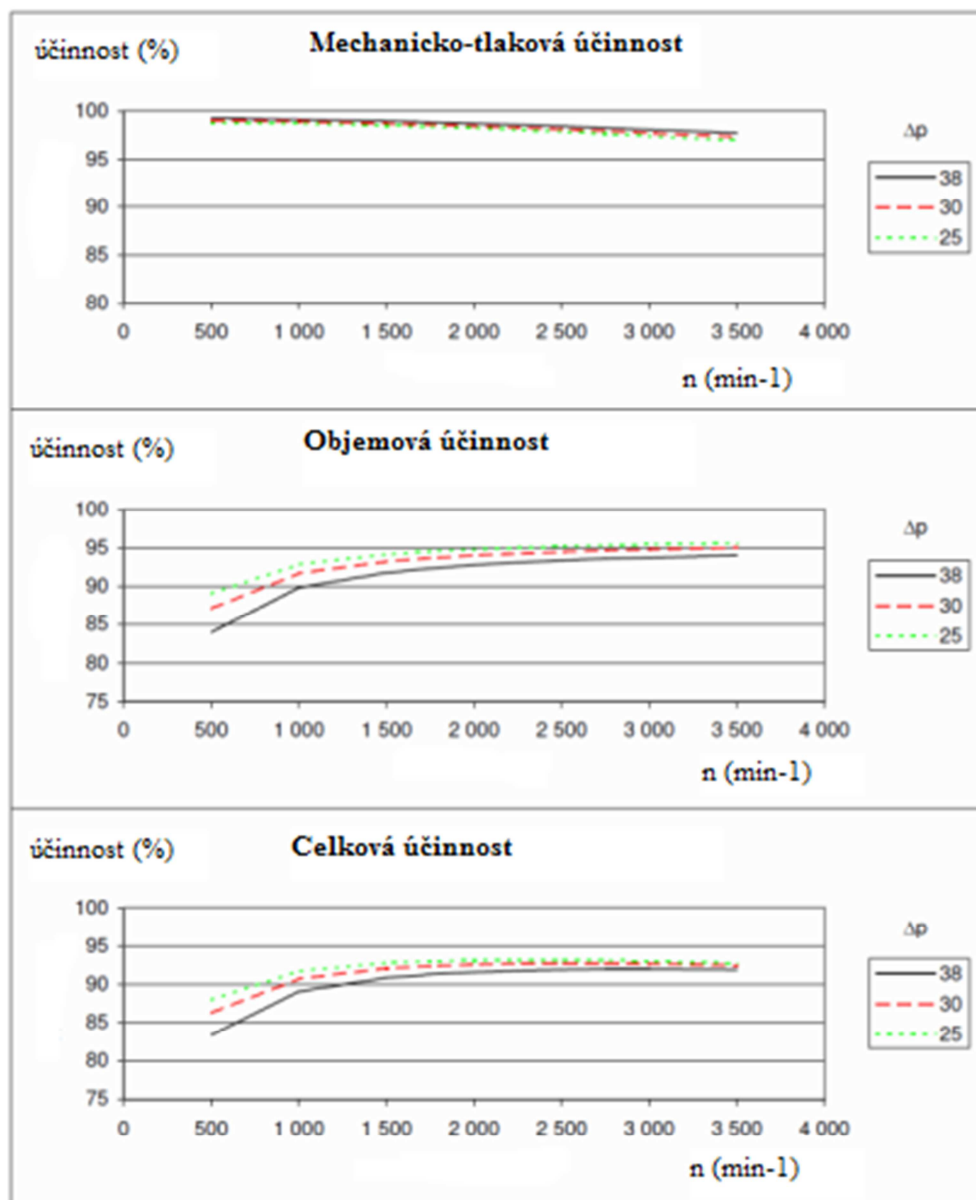


Obrázek 3.1.1 Graf účinností hydromotoru F11-019 [6]

Z grafů lze vyčíst, že mechanicko-tlaková účinnost s rostoucími otáčkami klesá a s vyšším tlakovým spádem na hydromotoru klesá pomaleji.

Objemová účinnost se zvyšujícími otáčkami roste a s vyšším tlakovým spádem na hydromotoru roste pomaleji.

Celková účinnost je násobkem mechanicko-tlakové a objemové účinnosti. Při rozběhu hydromotoru roste rychle z důvodu značného nárůstu objemové účinnosti a po dosažení svého maxima klesá z důvodu snižování mechanicko-tlakové účinnosti.



Obrázek 3.1.2 Graf účinností hydrogenerátoru F11-019 [6]

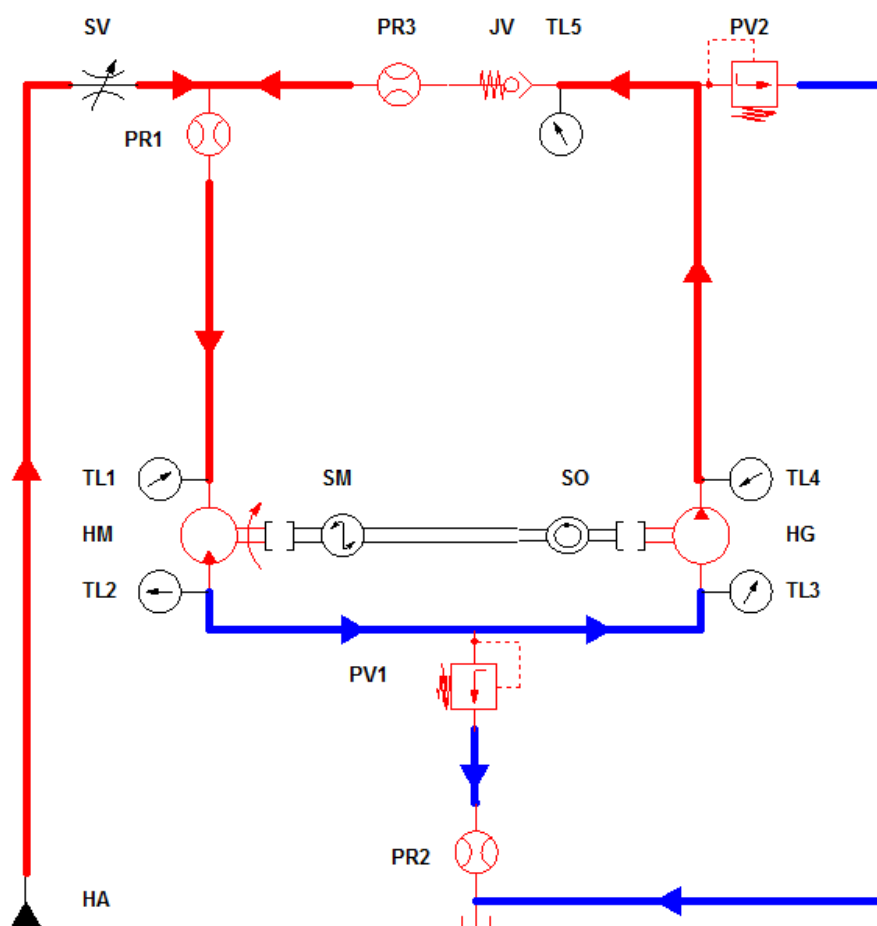
Z grafů lze vyčíst, že mechanicko-tlaková účinnost s rostoucími otáčkami mírně klesá a s vyšším tlakovým spádem na hydromotoru se zmenšuje pomaleji.

Objemová účinnost se zvyšujícími se otáčkami roste a s vyšším tlakovým spádem na hydromotoru roste pomaleji.

Celková účinnost je násobkem mechanicko-tlakové a objemové účinnosti. Při rozběhu hydrogenerátoru roste rychleji a poté vykazuje hodnoty na téměř konstantní hodnotě.

Jednoduchou simulací v Automation Studio 5.0 [5] se zanedbáním účinností, místních a třecích ztrát byl obvod při spuštění simulace funkční.

Zdroj tlaku je nastaven na konstantní průtok $Q = 30 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$ a dodává olej přes škrťací ventil k regulaci průtoku k hydromotoru Parker F11-019. Jednosměrným ventilem je zamezen průtok k hydrogenerátoru. Hydromotor s geometrickým objemem $V_g = 19 \text{ cm}^3$ přenáší moment na hydrogenerátor, který vytvoří tlakový spád a přetlačí pojistný ventil, čímž se kapalina vrací k hydromotoru. Přebytečná kapalina za hydromotorem teče do nádrže přes přepouštěcí ventil nastavený na otvírací tlak $p_{PV1} = 1 \text{ bar}$. Celkový tlak v obvodu je nastavován na pojistném ventilu, který je aktuálně na obrázku nastaven na $p_{PV2} = 200 \text{ bar}$.



Obrázek 3.1.3 Simulace zařízení při stejných geometrických objemech

Tlaková větev = červená

Nízkotlaková větev = modrá

Významy grafických značek a značení simulačního obvodu:

Hydraulický agregát	HA	Parker Hannifin
---------------------	----	-----------------

Vedení vysokotlaké		Parker Hannifin
--------------------	--	-----------------

Vedení nízkotlaké		Parker Hannifin
-------------------	--	-----------------

Hydrogenerátor	HG	Parker Hannifin
----------------	----	-----------------

Hydromotor	HM	Parker Hannifin
------------	----	-----------------

Jednosměrný ventil s pružinou	JV	Parker Hannifin
-------------------------------	----	-----------------

Nádrž (součástí agregátu)	HA	Parker Hannifin
---------------------------	----	-----------------

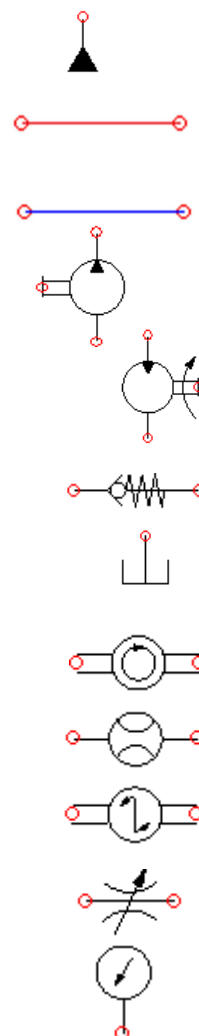
Otáčkoměr	SO	Parker Hannifin
-----------	----	-----------------

Průtokoměr	PR	Parker Hannifin
------------	----	-----------------

Snímač krouticího momentu	SM	Burster
---------------------------	----	---------

Škrťací ventil	SV	Parker Hannifin
----------------	----	-----------------

Tlakoměr	TL	Parker Hannifin
----------	----	-----------------

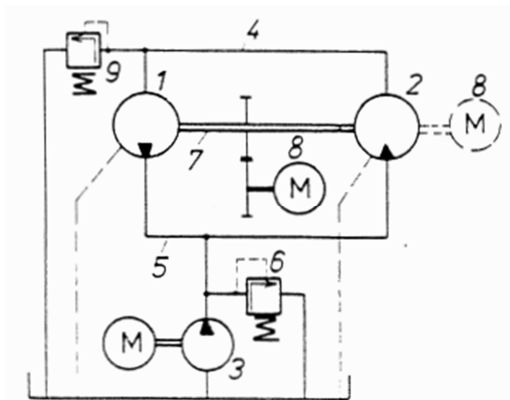


Přestože při simulaci dochází k cirkulaci energie od hydrogenerátoru HG k hydromotoru HM je obvod nefunkční, jak jsme zjistili výpočtem. K cirkulaci dochází, protože v simulačním obvodu nejsou zahrnuty účinnosti hydromotoru a hydrogenerátoru.

Dalším studiem možností zkušebních obvodů, podrobněji rozvedeném v následujících bodech této kapitoly, je toto řešení možné, avšak musí mít být na hřídel připojen elektromotor, kterým přivedeme dodatečný moment na hřídel. Tímto zapojením se převodníky uvedou do pohybu.

3.2 Hydromotor a hydrogenerátor se stejným geometrickým objemem a pomocným elektromotorem

V odborné literatuře bylo objeveno několik dalších možností zapojení hydromotoru a hydrogenerátoru se stejnými geometrickými objemy, které však vždy zahrnují pomocný elektromotor. Aby se soustrojí zkoušených převodníků 1, 2 spojených hřídelem 7 začalo otáčet, musí se na hřídel 7 přivést dodatečný moment. Tlak v tomto vedení je nastaven tlakovým ventilem 6 [7].



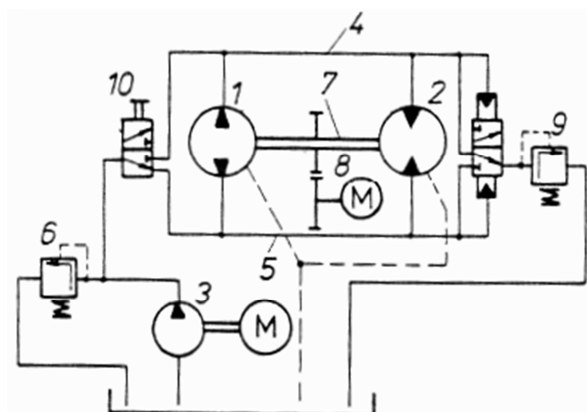
Obrázek 3.2.1 Schéma zkušebního obvodu neregulačních převodníků [7]

Pomocný neregulační hydrogenerátor 3 kryje průtokové ztráty v převodnících tím, že dodává tlakovou kapalinu do tlakové větve 5. Přivedením dodatečného momentu elektromotorem 8 ve směru otáčení hydromotoru se roztočí hydromotor a díky spřažené hřídeli s hydrogenerátorem 1 se roztočí i hydrogenerátor, který vrací kapalinu zpět k hydromotoru. Tlak ve vedení je nastaven na pojistném ventilu 6 a tlak v nízkotlaké větvi je nastaven na pojistném ventilu 9.

Tento typ zapojení je vhodný pro dlouhodobé zkoušení hydraulických převodníků.

3.3 Hydromotor a hydrogenerátor se stejným geometrickým objemem a pomocným elektromotorem pro oba směry otáčení

Další možnost zapojení je pro zkoušení převodníků v obou směrech otáčení. Ztráty výkonu v převodnících 1, 2 jsou kompenzovány tak, že pomocný hydrogenerátor 3 kryje průtokové ztráty v převodnících 1, 2 a pomocný elektromotor 8 hydromechanické ztráty. Nízkotlaký pomocný hydrogenerátor 3 pokrývá průtokové ztráty zkoušených převodníků a je připojen přes dva jednosměrné ventily 10, které při reverzaci směru otáčení převodníků 1, 2 umožňují doplňování vždy do nízkotlakého vedení. Maximální tlak zkušebního obvodu je omezován pojistným ventilem 9 a tlak v nízkotlaké větvi od pomocného hydrogenerátoru je nastavován pomocným ventilem 6. Energetická úspora je maximálně 90%, která se v provozu sníží o asi 10 až 20 % v důsledku proměnných účinností zkoušených převodníků – hydromotoru a hydrogenerátoru[7].



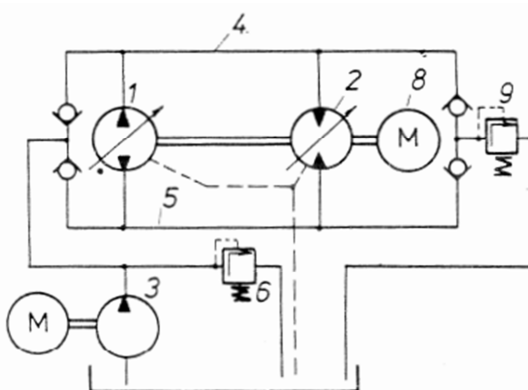
Obrázek 3.3.1 Schéma zkušebního obvodu pro oba směry otáčení převodníků s cirkulací výkonu [7]

Tento typ zapojení je vhodný pro dlouhodobé zkoušení hydraulických převodníků.

3.4 Hydromotor a hydrogenerátor se stejným geometrickým objemem a pomocným elektromotorem pro oba směry otáčení

Další z uvedených možností je schéma zkušebních převodníků s cirkulací výkonu pro oba směry otáčení.

Pomocný nízkotlaký neregulační hydrogenerátor 3 kryje průtokové ztráty v převodnicích tím, že dodává kapalinu do nízkotlaké větve 5. Přivedením dodatečného momentu elektromotorem 8 ve směru otáčení hydromotoru se roztočí hydromotor a díky spřažené hřídeli s hydrogenerátorem 1 se roztočí i hydrogenerátor, který vrací kapalinu zpět k hydromotoru. Maximální tlak ve vedení je nastaven na pojistném ventilu 9 a tlak v nízkotlaké větvi je nastaven na pojistném ventilu 6. Reverzace se provede změnou otáček na elektromotoru 8 připojeného na průběžnou hřídel hydromotoru 2. Jestliže konstrukce převodníků nedovolí průběžný hřídel, vkládá se pomocný elektromotor mezi zkoušené převodníky a pohání je v rozdílném smyslu otáčení.



Obrázek 3.4.1 Schéma zkušebního obvodu regulačních převodníků s cirkulací výkonu [7]

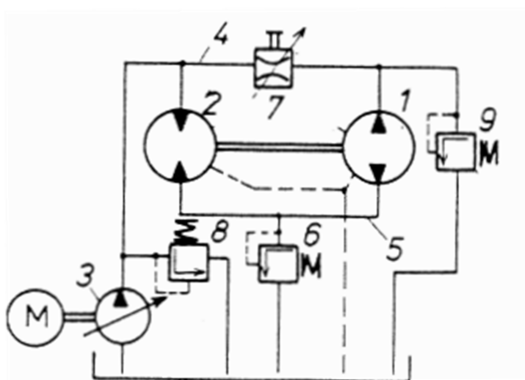
Teoretická úspora energie při výše uvedených zapojení činí dle odborné literatury maximálně 90 %, přičemž v reálném zapojení klesne teoretická úspora energie o 10 až 20 % z důvodu proměnlivých účinností hydromotoru, hydrogenerátoru a pomocného hydrogenerátoru.

Tento typ zapojení je vhodný pro dlouhodobé zkoušení hydraulických převodníků.

3.5 Hydromotor a hydrogenerátor s rozdílným geometrickým objemem

Při rozdílném geometrickém objemu hydromotoru a hydrogenerátoru se doporučuje pro dlouhodobé zkoušení převodníků následující zapojení. Podmínkou je, aby hydrogenerátor byl rychloběžný a hydromotor pomaluběžný. To znamená, že geometrický objem hydrogenerátoru musí být dostatečně menší než geometrický objem hydromotoru. Tím se docílí vytvoření dostatečného momentu na hřídelích mezi převodníky.

Kapalina je dodávána z pomocného vysokotlakého regulačního hydrogenerátoru 3 na vstup do hydromotoru 2. Z hydromotoru proudí nízkotlakou větví k hydrogenerátoru 1 a přebytečné množství odchází přes pojistný ventil 6 do nádrže. Obvod je jištěn pojistným ventilem 8 v tlakovém vedení za pomocným hydrogenerátorem a druhým pojistným ventilem 9 za hydrogenerátorem 1. Zkušební tlak je nastavován na škrtícím ventilu 7.



Obrázek 3.5.1 Schéma zkušebního obvodu pro převodníky s rozdílným geometrickým objemem a cirkulací výkonu [7]

Zobrazený obvod je méně energeticky úsporný než předchozí zmíněné z důvodu maření části energie na škrtícím ventilu 7, kterým se řídí zkušební tlak.

Tento obvod se mi zamlouvá nejvíce, protože nemusím použít podpůrný elektromotor na hřídeli mezi převodníky k vytvoření dostatečného momentu. Pro návrh energeticky úsporného zkušebního obvodu budu tedy vycházet z uspořádání převodníků s rozdílnými geometrickými objemy.

4 NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU

Hydraulický obvod diplomové práce bude vycházet ze schématu zkušebního obvodu pro převodníky s rozdílným geometrickým objemem a poskytnutých komponentů mezinárodního výrobce hydraulických prvků a zařízení firmy Parker Hannifin Czech Republic s.r.o.

Pro výpočet obvodu vycházím z technických údajů získaných z katalogů základních komponentů.

4.1 Základní komponenty

Hydrogenerátor [8]

Parker PV032 s nastavitelným geometrickým objemem, $p \neq$ konstantní

$$Vg_{max} = 32 \text{ cm}^3$$

$$n_{min} = 400 \text{ min}^{-1}$$

$$n_{max} = 3000 \text{ min}^{-1}$$

$$\Delta p_{min} = 15 \text{ bar}$$

$$\Delta p_{max} = 420 \text{ bar}$$

$$\eta_{obj} = 1,00-0,95 \text{ (0-250 bar)}$$

$$\eta_{celk} = 0,80-0,90 \text{ (0-250 bar)}$$



Obrázek 4.1.1 Hydrogenerátor Parker PV032 [8]

Hydromotor [6]

Parker F12-30-MB-CV-K-000-MUVL-P0

$$Vg = 30 \text{ cm}^3$$

$$\Delta p_{max} = 420 \text{ bar}$$

$$n_{min} = 50 \text{ min}^{-1} \text{ a } \eta_{obj} = 0,95$$

$$n_{max} = 6700 \text{ min}^{-1} \text{ a } \eta_{obj} = 0,995$$

$$\eta_{obj} = 0,95-0,99$$



Obrázek 4.1.2 Hydromotor Parker F12-30 [6]

Hydraulický agregát

HPU-PRG s čerpadlem s regulací na konstantní výkon

Čerpadlo Parker PV020R1K1T1NDLC

$$V_g = 20 \text{ cm}^3$$

$$p_{\max} = 350 \text{ bar}$$

Elektromotor $P=5,5 \text{ kW}$

$$n = 1455 \text{ min}^{-1}$$

Objem nádrže 100 dm^3



Obrázek 4.1.3 Hydraulický agregát Parker

Snímač krouticího momentu [9]

Burster model 8645-5075

$$M_{\min} = 0 \text{ N.m}$$

$$M_{\max} = 75 \text{ N.m}$$



Obrázek 4.1.4 Snímač krouticího momentu [9]

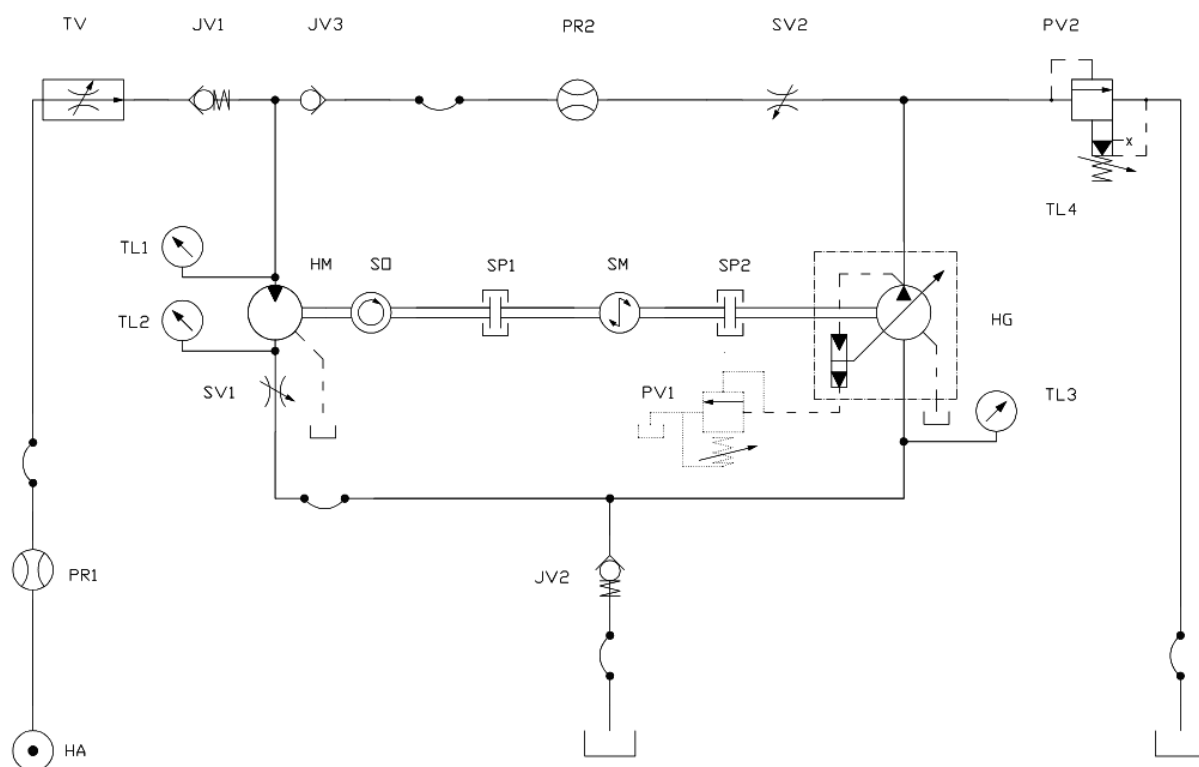
4.2 Navrhnuté schéma hydraulického obvodu

Základní funkce obvodu je cirkulace kapaliny od hydrogenerátoru HG k hydromotoru HM. Olej dodávaný z hydraulického agregátu HA Parker s čerpadlem na konstantní výkon Parker PV020 prochází přes dvoucestný regulátor průtoku TV, kterým můžeme regulovat průtok škrcením bez závislosti na zatížení hydromotoru HM a tedy regulovat otáčky na hřídeli. Olej prochází přes průtokoměr PR1, kterým měřím množství kapaliny z hydraulického agregátu HA a dále přes jednosměrný ventil JV1, nastavený na otevírací tlak $p = 1$ bar, k hydromotoru HM. Moment na hřídeli hydromotoru je snímán tlakoměrem TL1 před a tlakoměrem TL2 za hydromotorem pro zjištění tlakového spádu Δp . Škrťací ventil SV1 za hydromotorem slouží ke zvýšení tlaku na výstupu z hydromotoru HM a tím zvýšení krouticího momentu na hřídeli. Olej dále proudí k hydraulickému regulačnímu generátoru HG nastavenému na konstantní geometrický objem a přebytečný olej odchází přes jednosměrný ventil JV2, nastavený na otevírací tlak $p = 1$ bar, do nádrže hydraulického agregátu HA. Hydrogenerátor je nutné použít regulační pro nastavení optimálního geometrického objemu.

Hydrogenerátor HG se díky momentu na spřažené hřídeli a nastavenému optimálnímu (vždy menšímu než je na hydromotoru) geometrickému objemu točí a generuje vyšší tlak než je tlak oleje přicházející z hydraulického agregátu HA. Takto začne olej cirkulovat přes škrťací ventil SV2, průtokoměr PR2 a jednosměrný ventil JV3 zpět k hydromotoru. Z jednosměrného ventilu JV3 zasazeného vertikálně je odstraněna přítlačná pružina pro snížení tlakového spádu při průtoku oleje ventilem. Škrcení na SV2 lze zvýšit tlak za hydraulickým agregátem HG a případně zastavit průtok od hydrogenerátoru HG k hydromotoru HM, čímž přebytečná kapalina odchází boční větví přes pojistný ventil PV do nádrže hydraulického agregátu HA.

Na hřídele mezi hydromotorem HM a hydrogenerátorem HG je vložen přes dvě spojky snímač krouticího momentu SM a otáčkoměr SO snímá otáčky z hřídele hydromotoru. Schéma hydraulického obvodu je k nahlédnutí jako Příloha B: Schéma obvodu testovacího zařízení.

Hydraulický agregát HA je ve schématu uveden pouze jako hydraulický zdroj energie, protože byl zapůjčen a nebyl navrhován v diplomové práci. Schéma hydraulického agregátu je k nahlédnutí jako Příloha C: Schéma obvodu hydraulického agregátu.



Obrázek 4.2.1 Schéma obvodu testovacího zařízení [Příloha B]

Schéma obvodu testovacího zařízení je rovněž k nahlédnutí jako příloha B: Schéma obvodu testovacího zařízení. V příloze a na další stránce jsou rovněž rozepsány jednotlivé prvky obvodu znázorněné na obrázku 5.2.1.

Prvky hydraulického obvodu jsou nakresleny dle značek mezinárodní normy ISO 1219-1 Hydraulika a pneumatika – Grafické značky a obvodová schémata - Část 1: Grafické značky.

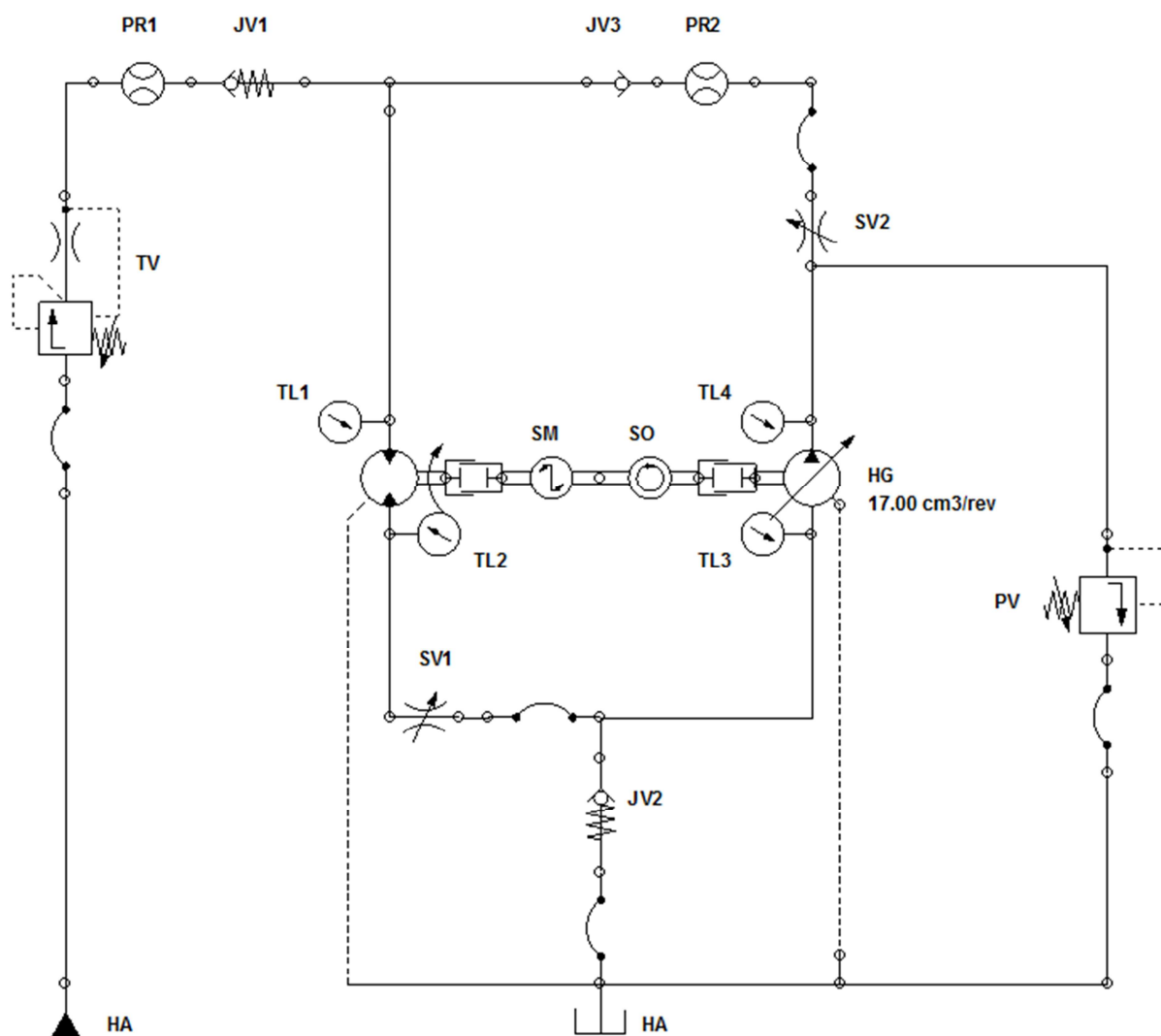
Hydraulický obvod byl v následující podkapitole nasimulován v programu Automation Studio 5.0 [5] pro různé nastavení geometrického objemu hydrogenerátoru, aby se zjistilo, zda bude kapalina rekuperovat a obvod bude energeticky úsporný.

HA-HYD. AGREGÁT	HPU-PRG-5500W, s/n: 0007/2006
PR1-PRŮTOKOMĚR	Part No. SCFT-150-C2-05
TV-TLAKOVÁ VÁHA	Cartridge ventil Part No. J04E2ZN + hyd blok Part No. B10-2-6B
JV1-JEDNOSMĚRNÝ VENTIL	Part No.RHD22L0MDCF - otevírací tlak 1 bar
TL1-TLAKOMĚR	Part No.PGB0631400
TL2-TLAKOMĚR	Part No.PGB0631400
SV1-ŠKRTÍCÍ VENTIL	Part No. 9N1200S
JV2-JEDNOSMĚRNÝ VENTIL	Part No.RHD22L0.2B0MDCFF otvírací tlak 0,2 bar
HM-HYDROMOTOR	Part No. 3785055, type: F12-030-MF-IV-K-000-0000-P0
SO-SNÍMAČ OTÁČEK	Part No. SCRPM-220, Descr: Servicemaster Tachometer
SM-SNÍMAČ MOMENTU	Burster 8645-5075 nominální rozsah 0-75 Nm
PV1-POJISTNÝ VENTIL	Cartridge ventil Part No. RAH081S30 nastaven na 207 bar/rozsah: 13,8 až 207 bar + hyd. blok Part No. B08-2-6B
TL3-TLAKOMĚR	Part No.PGB0631010
HG- HYDROGENERÁTOR	Part No. PV032R1K1T1NFRC, design: 4211, new Part No. PV032R1K1T1NMRC
SV2-ŠKRTÍCÍ VENTIL	Part No. 9N1200S
PR2-PRŮTOKOMĚR	Part No. SCFT-150-C2-05
JV3-JEDNOSMĚRNÝ VENTIL	Part No. RHD22L0MDCF, pružina byla z ventilu demontována.
PV2-POJISTNÝ VENTIL	Part No. 016-87241-0, Descr: R4V03-56330A125
SP1-SPOJKA	RADEX NC 35/EK/14 s dr./30 s drážkou pro pero
SP1-SPOJKA	RADEX NC 35/EK/14 s dr./32 s drážkou pro pero

Obrázek 4.2.2 Komponenty obvodu testovacího zařízení [Příloha B]

4.3 Simulace







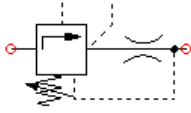

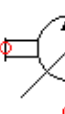
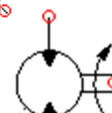
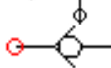
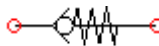








Schéma simulačního obvodu:

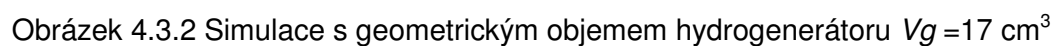


Obrázek 4.3.1 Schéma simulačního obvodu testovacího zařízení

Prvky simulačního obvodu jsou zobrazeny dle značek mezinárodní normy ISO 1219-1 Hydraulika a pneumatika – Grafické značky a obvodová schémata - Část 1: Grafické značky.

Významy grafických značek a značení simulačního obvodu:

Hydraulický agregát	HA	Parker Hannifin	
Vedení vysokotlaké		Parker Hannifin	
Vedení nízkotlaké		Parker Hannifin	
Vedení s podtlakem		Parker Hannifin	
Vedení drenážní		Parker Hannifin	
Vedení drenážní		Parker Hannifin	
Dvoucestná tlaková váha	TV	Parker Hannifin	
Hadice		Parker Hannifin	
Hydrogenerátor	HG	Parker Hannifin	
Hydromotor	HM	Parker Hannifin	
Jednosměrný ventil	JV3	Parker Hannifin	
Jednosměrný ventil s pružinou	JV	Parker Hannifin	
Nádrž (součástí agregátu)	HA	Parker Hannifin	
Otáčkoměr	SO	Parker Hannifin	
Průtokoměr	PR	Parker Hannifin	
Snímač krouticího momentu	SM	Burster	
Škrticí ventil	SV	Parker Hannifin	
Spojka		KTR	
Tlakově	TL	Parker Hannifin	
Pojistný ventil	PV	Parker Hannifin	



30

4.4 Propočet funkčnosti obvodu

Výpočet a uvedené vzorce vychází ze shrnutí technických parametrů základních komponentů z katalogů použitých komponentů.

Otáčky, tlak, moment:

- $n_{min} = 400 \text{ min}^{-1}$ ($n_{min \text{ HG}} = 400 \text{ min}^{-1}$)
- $n_{max} = 2800 \text{ min}^{-1}$ ($n_{max \text{ HG}} = 2800 \text{ min}^{-1}$)
- $p_{min} = 15 \text{ bar}$ ($\Delta p_{min \text{ HG}} = 15 \text{ bar}$)
- $p_{max} = 350 \text{ bar}$ ($p_{max \text{ agregátu}} = 350 \text{ bar}$)
- $M = 0$ až 75 N.m (dovolené zatížení snímače krouticího momentu)

Účinnosti hydromotoru:

- HM minimální η_{obj} při $n = 400 \text{ min}^{-1}$ je 95 %
- HM maximální η_{obj} při $n = 2800 \text{ min}^{-1}$ je 99 %
- HM minimální η_{mech} při $n = 400 \text{ min}^{-1}$ a $\Delta p = 350 \text{ bar}$ je 98,5 %
- HM maximální η_{mech} při $n = 2800 \text{ min}^{-1}$ a $\Delta p = 15 \text{ bar}$ je 92 %

Účinnosti hydrogenerátor:

- HG minimální η_{obj} při $n = 400 \text{ min}^{-1}$ je 99 %
- HG maximální $\eta_{obj \text{ HG}}$ při $n = 2800 \text{ min}^{-1}$ je 95 %
- HG minimální η_{celk} při $n = 400 \text{ min}^{-1}$ a $\Delta p = 350 \text{ bar}$ je 80,8 %
- HG maximální $\eta_{celk \text{ HG}}$ při $n = 2800 \text{ min}^{-1}$ a $\Delta p = 15 \text{ bar}$ je 94,7 %

4.4.1 Výpočet hydromotoru

Výpočty uvedené dále jsou pouze příkladové a ve většině případů zaměřené na maximální a minimální hodnoty sledovaných veličin. Veškeré vypočtené hodnoty jsou shrnuty v tabulce za následujícími rovnicemi. Minimální a maximální hodnoty průtoku hydromotoru jsou zároveň minimální a maximální hodnoty průtoku celého úsporného systému.

Průtok [6]:

$$Q = \frac{V_g \cdot n}{1000 \cdot \eta_{obj}} = [\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}] \quad (4.4.1)$$

$$Q_{min} = \frac{30 \cdot 400}{1000 \cdot 0,95} = \mathbf{12,632 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}} \quad (4.4.2)$$

$$Q_{max} = \frac{30 \cdot 2800}{1000 \cdot 0,99} = \mathbf{84,848 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}} \quad (4.4.3)$$

Moment vyvolaný na hřídeli hydromotoru je stěžejní pro zjištění maximálního geometrického objemu, pro který bude systém rekuperovat a pro výpočet výstupního tlaku z hydrogenerátoru.

Moment [6]:

$$M = \frac{V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{mech}}{63} = [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (4.4.4)$$

$$M_{min} = \frac{30 \cdot 15 \cdot 0,92}{63} = \mathbf{6,571 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad (4.4.5)$$

$$M_{max} = \frac{30 \cdot 350 \cdot 0,985}{63} = \mathbf{169,2 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad (4.4.6)$$

Moment je příliš velký, musí být do $M = 75 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Musíme proto vypočítat maximální dovolený tlak, aby následně moment nepřekročil dovolenou hodnotu snímače krouticího momentu.

Maximální dovolený tlak kvůli snímači krouticího momentu[6]:

Účinnost pro $\Delta p = 161$ bar je přibližně 97,6 %.

$$M = \frac{V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{mech}}{63} \Rightarrow \Delta p \quad (4.4.7)$$

$$\Delta p_{max} = \frac{M \cdot 63}{V_g \cdot \eta_{mech}} = \frac{75 \cdot 63}{30 \cdot 0,976} = \mathbf{161,4 \text{ bar}} \quad (4.4.8)$$

Objemová, mechanicko-tlaková a celková účinnost je ve výpočtech nezbytná pro získání co nejpřesnějších hodnot. Bez zahrnutí účinností by byly veškeré výpočty pouze teoretické.

Účinnost[6]:

$$\eta_{mech} = \frac{\eta_{celk}}{\eta_{obj}} = [-] \quad (4.4.9)$$

Výkon bude mít úlohu v porovnání celkové úspory systému.

Výkon[6]:

$$P = \frac{Q \cdot \Delta p \cdot \eta_{celk}}{600} = [\text{kW}] \quad (4.4.10)$$

Tabulka vypočtených hodnot pro různé tlaky a otáčky zohledňuje maximální a minimální přípustné parametry základních komponentů. Vyhodnoceny jsou hodnoty při tlacích $\Delta p = 50, 100, 160, 200$ a 250 bar a otáčkách $n = 400, 1000, 1500, 2000, 2500$ a 2800 min^{-1} .

Hydromotor F12-030								
Δp_{HM} (bar)	V_{gHM} (cm ³)	Q_{HM} (dm ³ .min ⁻¹)	η_{obj} (-)	η_{mech} (-)	$\eta_{celková}$ (-)	M (N.m)	n (min ⁻¹)	P (kW)
50	30	12,632	0,950	0,975	0,926	23,214	400	0,975
100	M>75 N.m	12,632	0,950	0,970	0,922	46,190	400	1,940
160		12,632	0,950	0,975	0,926	74,286	400	3,120
161,4		12,632	0,950	0,976	0,927	75,000	400	3,150
200		12,632	0,950	0,980	0,931	93,333	400	3,920
250		12,632	0,950	0,985	0,936	117,262	400	4,925
50	M>75 N.m	31,250	0,960	0,970	0,931	23,095	1000	2,425
100		31,250	0,960	0,973	0,934	46,333	1000	4,865
160		31,250	0,960	0,976	0,937	74,362	1000	7,808
200		31,250	0,960	0,980	0,941	93,333	1000	9,800
250		31,250	0,960	0,983	0,944	117,024	1000	12,288
50	M>75 N.m	46,392	0,970	0,966	0,937	23,000	1500	3,623
100		46,392	0,970	0,970	0,941	46,190	1500	7,275
160		46,392	0,970	0,973	0,944	74,133	1500	11,676
200		46,392	0,970	0,975	0,946	92,857	1500	14,625
250		46,392	0,970	0,977	0,948	116,310	1500	18,319
50	M>75 N.m	61,224	0,980	0,946	0,927	22,524	2000	4,730
100		61,224	0,980	0,961	0,942	45,762	2000	9,610
160		61,224	0,980	0,966	0,947	73,600	2000	15,456
200		61,224	0,980	0,970	0,951	92,381	2000	19,400
250		61,224	0,980	0,973	0,954	115,833	2000	24,325
50	M>75 N.m	76,142	0,985	0,926	0,912	22,048	2500	5,788
100		76,142	0,985	0,937	0,923	44,619	2500	11,713
160		76,142	0,985	0,948	0,934	72,229	2500	18,960
200		76,142	0,985	0,959	0,945	91,333	2500	23,975
250		76,142	0,985	0,970	0,955	115,476	2500	30,313
15	M>75 N.m	84,848	0,990	0,920	0,911	6,571	2800	1,932
50		84,848	0,990	0,921	0,912	21,929	2800	6,447
100		84,848	0,990	0,932	0,923	44,381	2800	13,048
160		84,848	0,990	0,943	0,934	71,848	2800	21,123
200		84,848	0,990	0,954	0,944	90,857	2800	26,712
250	M>75 N.m	84,848	0,990	0,965	0,955	114,881	2800	33,775

Tabulka 4.4.1 Výpočet hydromotoru [Příloha A]

4.4.2 Výpočet hydrogenerátoru

Výpočty uvedené dále jsou pouze příkladová a ve většině případů zaměřené na maximální a minimální hodnoty sledovaných veličin. Veškeré vypočtené hodnoty jsou shrnuty v Tab. 4.4.2 za následujícími rovnicemi. Výpočty byly primárně provedeny v tabulkovém editoru MS Excel 2010 [10] a jsou shrnuty v příloze A: Výpočet obvodu.

Minimální a maximální hodnoty průtoku hydrogenerátoru jsou zároveň minimální a maximální hodnoty průtoku, který je systém schopen cirkulačně vracet k hydromotoru při daném tlaku, momentu a maximálním přípustném geometrickém objemu. Hraniční geometrický objem $V_g = 22,2 \text{ cm}^3$ je vypočítán ve výpočtu tlaku na následující straně.

Průtok [6]:

$$Q = \frac{V_g \cdot n \cdot \eta_{obj}}{1000} = [\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}] \quad (4.4.11)$$

$$Q_{min} = \frac{22,2 \cdot 400 \cdot 0,969}{1000} = 8,643 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.4.12)$$

$$Q_{max} = \frac{22,2 \cdot 2800 \cdot 0,99}{1000} = 61,816 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.4.13)$$

Moment [6]:

Moment je pro jednotlivé výpočty totožný s momentem vypočteným pro hydromotor, jelikož je hydromotor a hydrogenerátor spojen hřídelí.

$$M = \frac{V_g \cdot \Delta p}{63 \cdot \eta_{mech}} \Rightarrow \Delta p \quad (4.4.14)$$

Mezní geometrický objem [6]:

Jedná se o geometrický objem, při kterém jsou shodné tlaky na výstupu z agregátu a na výstupu z hydrogenerátoru a systém necirkuluje. Při nižších hodnotách bude systém cirkulovat a při vyšších hodnotách nedojde k cirkulaci. Hodnota mezního geometrického objemu $V_g = 22,3 \text{ cm}^3$ byla získána z výsledků výpočtů provedených v tabulkovém editoru MS Excel 2010 [10] viz Příloha A: Výpočet obvodu. Výsledky jsou uvedeny v Tab. 4.4.2.

Tlaková difference $\Delta p_{min} = 15$ bar je nejnižší dovolená pro hydrogenerátor a k ní je přiřazena odpovídající hodnota mechanicko-tlakové účinnosti $\eta_{mech} = 0,808$. Vstupní moment $M = 6,571$ N.m odpovídá momentu vyvolanému hydromotorem při vstupním tlaku do hydromotoru $\Delta p = 15$ bar.

$$M = \frac{V_{g\text{ mezní}} \cdot \Delta p_{min}}{63 \cdot \eta_{mech}} \Rightarrow V_{g\text{ mezní}} \quad (4.4.15)$$

$$V_{g\text{ mezní}} = \frac{M \cdot 63 \cdot \eta_{mech}}{\Delta p_{min}} = \frac{6,571 \cdot 63 \cdot 0,808}{15} = 22,3 \text{ cm}^3 \quad (4.4.16)$$

Tlak [6]:

Stěžejní pro vyvolání rekuperace je tlaková difference na hydrogenerátoru. Tlak za hydrogenerátorem musí být vyšší než tlak dodávaný z agregátu. Ze souhrnu vypočtených hodnot byl stanoven geometrický objem $V_g = 22,2 \text{ cm}^3$, což je maximální hodnota geometrického objemu hydrogenerátoru při které začne systém vracet kapalinu zpět k hydromotoru.

Tlak výstupní p_{2HG}	<	Tlak vstupní p_{1HM}	<	Tlak výstupní p_{2HG}
Systém necirkuluje				Systém cirkuluje

Výstupní tlak při geometrickém objemu $V_g = 22,2 \text{ cm}^3$

Vstupní tlak do hydromotoru je $p_{1HM} = 15$ bar.

$$\Delta p = \frac{M \cdot 63 \cdot \eta_{mech}}{V_{g\text{ mezní}}} = [\text{bar}] \quad (4.4.17)$$

$$\Delta p = \frac{6,571 \cdot 63 \cdot 0,808}{22,2} = \mathbf{15,07 \text{ bar}} \quad \text{kapalina cirkuluje}$$

Tlak při geometrickém objemu $V_g = 22,4 \text{ cm}^3$:

$$\Delta p = \frac{M \cdot 63 \cdot \eta_{mech}}{V_{g_{mezní}}} = [\text{bar}] \quad (4.4.18)$$

$$\Delta p = \frac{6,571 \cdot 63 \cdot 0,808}{22,4} = \mathbf{14,93 \text{ bar}} \quad \text{kapalina necirkuluje}$$

Objemová, mechanicko-tlaková a celková účinnost je ve výpočtech nezbytná pro získání co nejpresnějších hodnot. Bez zahrnutí účinností by byly veškeré výpočty pouze teoretické.

Účinnost [6]:

$$\eta_{celk} = \eta_{obj} \cdot \eta_{mech} = [-] \quad (4.4.19)$$

Výkon bude mít úlohu v porovnání celkové úspory systému.

Výkon [6]:

$$P = \frac{Q \cdot \Delta p}{600 \cdot \eta_{celk}} = [\text{kW}] \quad (4.4.20)$$

Tabulka vypočtených hodnot pro různé tlaky a průtoky zohledňuje maximální a minimální přípustné parametry základních komponentů je na následující straně.

Vysvětlivky ke zvýrazněným hodnotám tabulky 4.4.2:

výpočet	minimální a maximální průtok při maximálním V_g hydrogenerátoru při limitním Δp a n_{max}
výpočet	Δp na hydrogenerátoru je větší než Δp na hydromotoru = systém rekuperuje olej od HG k HM
výpočet	Δp na hydrogenerátoru je rovno Δp na hydromotoru = systém nerekuperuje olej od HG k HM
výpočet	Δp na hydrogenerátoru je menší než Δp na hydromotoru = systém nerekuperuje olej od HG k HM

Q_{HG} při $Vg=20 \text{ dm}^3$ ($\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	Q_{HG} při $Vg=22,3 \text{ dm}^3$ ($\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	Δp_{HG} při $Vg=$ $22,2$ cm^3 (bar)	Δp_{HG} při $Vg=22,3$ cm^3 (bar)	Δp_{HG} při $Vg=22,4$ cm^3 (bar)	η_{obj} (-)	η_{mech} (-)	η_{celk} (-)
8,791	8,831	53,235	52,996	52,760	0,990	0,808	0,800
8,702	8,742	115,030	114,515	114,003	0,980	0,878	0,860
8,614	8,652	191,251	190,393	189,543	0,970	0,907	0,880
8,605	8,643	193,509	192,641	191,781	0,969	0,909	0,881
8,525	8,563	245,552	244,451	243,359	0,960	0,927	0,890
8,436	8,474	315,256	313,842	312,441	0,950	0,947	0,900
21,978	22,077	52,962	52,725	52,489	0,990	0,808	0,800
21,756	21,854	115,386	114,869	114,356	0,980	0,878	0,860
21,534	21,631	191,447	190,589	189,738	0,970	0,907	0,880
21,312	21,408	245,552	244,451	243,359	0,960	0,927	0,890
21,090	21,185	314,616	313,205	311,807	0,950	0,947	0,900
32,967	33,116	52,744	52,507	52,273	0,990	0,808	0,800
32,634	32,781	115,030	114,515	114,003	0,980	0,878	0,860
32,301	32,447	190,859	190,003	189,155	0,970	0,907	0,880
31,968	32,112	244,299	243,203	242,118	0,960	0,927	0,890
31,635	31,778	312,696	311,293	309,904	0,950	0,947	0,900
43,956	44,154	51,652	51,420	51,190	0,990	0,808	0,800
43,512	43,708	113,963	113,452	112,946	0,980	0,878	0,860
43,068	43,262	189,486	188,636	187,794	0,970	0,907	0,880
42,624	42,816	243,046	241,956	240,876	0,960	0,927	0,890
42,180	42,370	311,415	310,019	308,635	0,950	0,947	0,900
54,945	55,193	50,560	50,333	50,108	0,990	0,808	0,800
54,390	54,635	111,117	110,619	110,125	0,980	0,878	0,860
53,835	54,078	185,955	185,121	184,295	0,970	0,907	0,880
53,280	53,520	240,290	239,212	238,145	0,960	0,927	0,890
52,725	52,963	310,455	309,063	307,683	0,950	0,947	0,900
61,538	61,816	15,070	15,000	14,935	0,990	0,808	0,800
61,538	61,816	50,287	50,061	49,838	0,990	0,808	0,800
60,917	61,191	110,524	110,028	109,537	0,980	0,878	0,860
60,295	60,567	184,974	184,145	183,323	0,970	0,907	0,880
59,674	59,942	239,037	237,965	236,903	0,960	0,927	0,890
59,052	59,318	308,855	307,470	306,097	0,950	0,947	0,900

Tabulka 4.4.2 Výpočet hydrogenerátoru [Příloha A]

5 VÝBĚR PRVKŮ

5.1 Hydrogenerátor Parker s regulací kompenzátoru tlaku

5.1.1 Hydrogenerátor Parker série PVplus

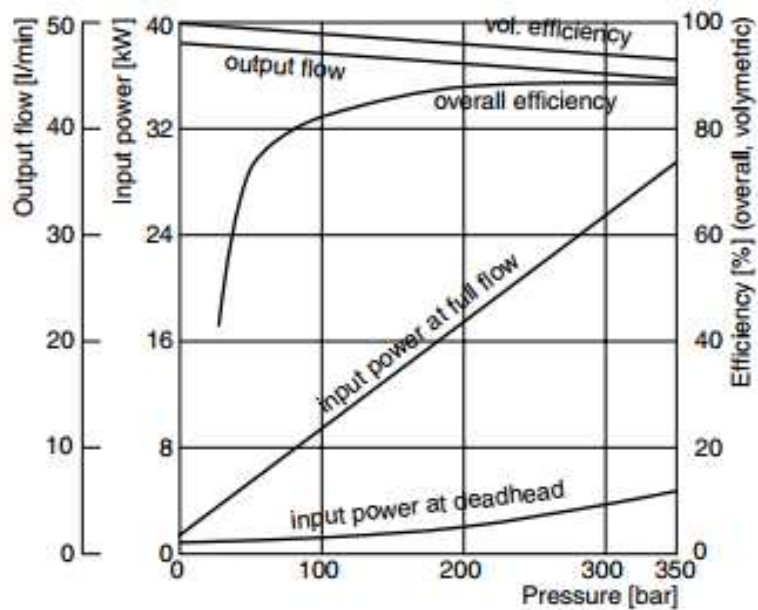
Parker Hannifin PV032R1K1T1NFRC s pilotně ovládaným a nastavitelným kompenzátozem tlaku PVCARCN111 a nastavitelným geometrickým objemem. Nově je hydrogenerátor značen PV032R1K1T1NMRC.



Obrázek 5.1.1 Hydrogenerátor Parker PV032 [8]

		PV032	
Frame size		2	Velikost rámu
Max. Displacement	[cm ³ /rev.]	32	Geometrický objem
Output flow at 1500 rpm	[l/min]	48	Průtok při $n = 1500 \text{ min}^{-1}$
Nominal pressure pN	[bar]	350	Nominální tlak
Min. outlet pressure	[bar]	15	Minimální výstupní tlak
Max. pressure pmax at 20% working cycle ¹⁾	[bar]	420	Max tlak
Case drain pressure, continuous	[bar]	0.5	Tlak v drenáži
Case drain pressure, max. peak	[bar]	2.0	Maximální tlak v drenáži
Min. Inlet pressure, abs.	[bar]	0.8	Minimální vstupní tlak
Max. Inlet pressure	[bar]	16	Maximální vstupní tlak
Input power at 1500 rpm and 350 bar	[kW]	31	P při 1500 min^{-1} a 350bar
Max speed at 1 bar, abs, inlet pressure	[rpm]	2800	Max n při $p_1=1 \text{ bar abs}$
Min. speed	[rpm]	400	Minimální rychlost
Moment of inertia	[kgm ²]	0.0043	Moment setrvačnosti
Weight	[kg]	30	Váha

Tabulka 5.1.1 Technické údaje Parker PV032 [8]



Obrázek 5.1.2 Účinnostní a průtoková charakteristika Parker PV032 [8]

Vysvětlivky k obrázku 5.1.2:

Output flow = Q [$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$]

Vol. efficiency = η objemová [%]

Overall efficiency = η celková [%]

Input power at full flow = příkon při plném průtoku [kW]

Input power at deadhead = příkon při provozu na prázdno [kW]

Pressure = Δp [bar]

5.1.2 Regulace kompenzátoru tlaku FRC

Tato regulace zajišťuje, že se nebude měnit geometrický objem hydrogenerátoru do tlaku $p_{max} = 207$ bar, což je maximální hodnota tlaku pojistného ventilu, která byla nastavena.

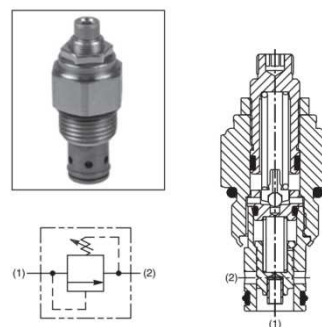
Skládá se ze dvou částí, které se kompletují

Nastavitelný pojistný ventil Parker Hannifin RAH081S30

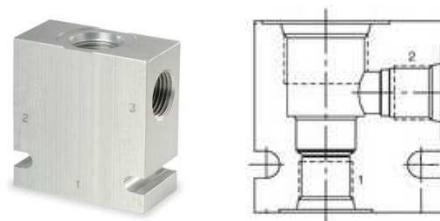
Tlakový rozsah $p = 13,8$ až 207 bar

Maximální průtok $Q_{max} = 95 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

Tělo Parker Hannifin B08-2-6B



Obrázek 5.1.3 Parker RAH081S30 [11]



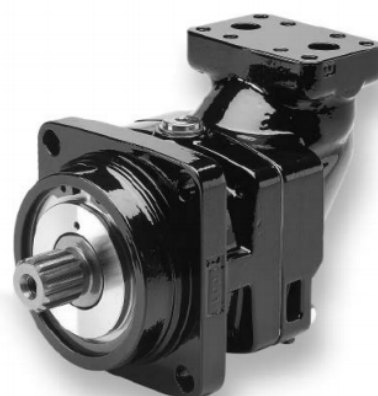
Obrázek 5.1.4 Parker B08-2-6B [12]



Obrázek 5.1.5 Regulace kompenzátoru tlaku FRC

5.2 Hydraulický motor Parker série F12

Parker Hannifin F12-30-MB-CV-K-000-MUVL-P0

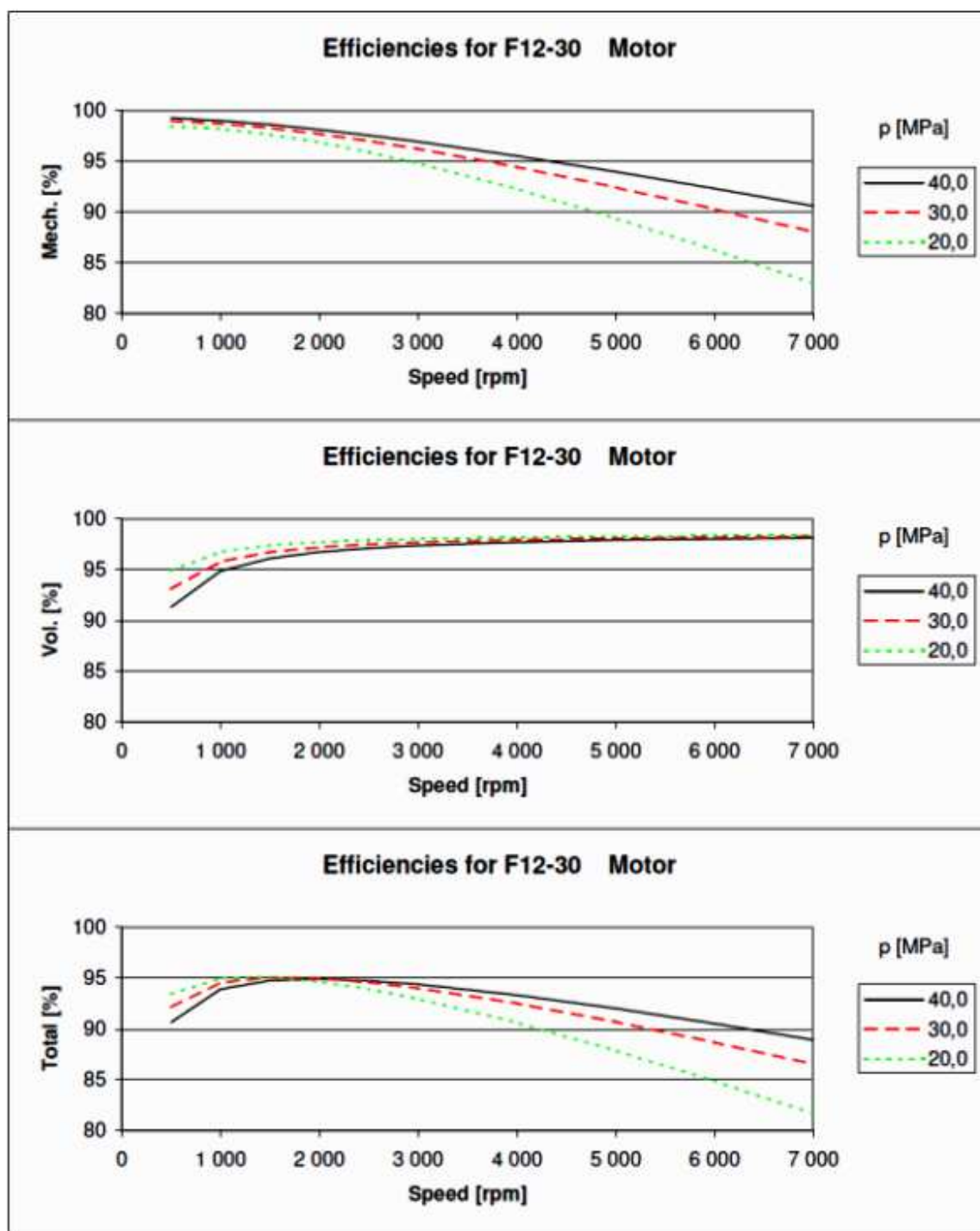


Obrázek 5.2.1 Hydromotor Parker F12-030^[6]

Frame size F12	-030
Displacement [cm ³ /rev]	30.0
Operating pressure	
max intermittent ¹⁾ [bar]	480
max continuous [bar]	420
Motor operating speed [rpm]	
max intermittent ¹⁾	7 300
max continuous ³⁾	6 700
min continuous	50
Max pump selfpriming speed ²⁾	
L or R function; max [rpm]	3150
Motor input flow	
max intermittent ¹⁾ [l/min]	219
max continuous [l/min]	201
Drain temperature ³⁾ , max [°C]	115
min [°C]	-40
Theoretical torque at 100 bar [Nm]	47.6
Mass moment of inertia	
(x10 ⁻³) [kg m ²]	1.7
Weight [kg]	12

Velikost rámu
Geometrický objem
Pracovní tlak
Max tlak
Max tlak při nepřetržitém provozu
Provozní rychlost motoru
Maximální rychlost
Maximální rychlost nepřetržitá
Minimální rychlost nepřetržitá
Max samonasávací rychlost - generátor
Maximální rychlost při - generátor
Přítok motoru
Maximální přítok
Maximální přítok nepřetržitý
Maximální teplota lekáže
Minimální teplota lekáže
Teoretický moment při $\Delta p = 100$ bar
Moment setrvačnosti
Váha

Tabulka 5.2.1 Technické údaje Parker F12-030 [6]



Obrázek 5.2.2 Technické údaje Parker F12-030 [6]

Překlad anglických termínů je uveden v soupisu zkratk.

5.3 Hydraulický agregát Parker

Parker Hannifin HPU-PRG s čerpadlem s regulací na konstantní výkon

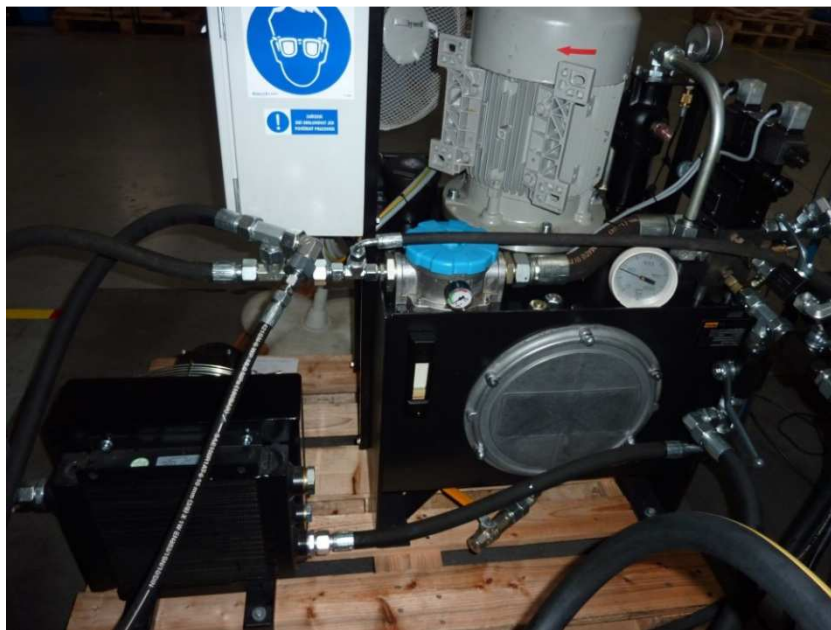
Čerpadlo Parker PV020R1K1T1NDLC

Elektromotor $P = 5,5 \text{ kW}$

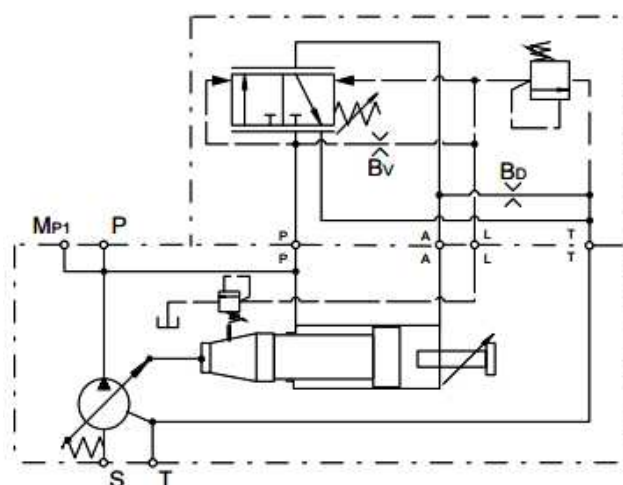
$V_g = 20 \text{ cm}^3$

$p_{\max} = 350 \text{ bar}$

$n = 1455 \text{ min}^{-1}$



Obrázek 5.3.1 Hydraulický agregát Parker HPU-PRG



Obrázek 5.3.2 Podrobná zjednodušená značka hydrogenerátoru agregátu

5.4 Snímač krouticího momentu Burster

Výrobce Burster präzisionsmesstechnik GmbH & co kg

Model 8645-5075

Měřicí rozsah krouticího momentu $M_{max} = 0-75 \text{ N.m}$

Maximální dovolený moment $M_{dovolený} = 115,5 \text{ N.m}$

Destrukční moment $M_{destrukční} = 225 \text{ N.m}$

Maximální rychlost $n_{max} = 5000 \text{ min}^{-1}$

Analogový výstup $U = 2,5 \text{ až } 4,5 \text{ V}$

Konektor 5 pin typ M12



Obrázek 5.4.1 Snímač krouticího momentu [9]

5.5 Dvoucestný regulátor průtoku

Skládá se ze dvou částí, které se kompletují

Regulační průtokový ventil Parker Hannifin J04E2ZN

Tělo Parker Hannifin B10-2-6B



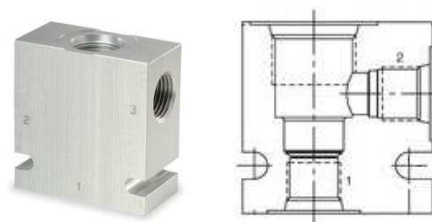
Obrázek 5.5.1 Parker J04E2ZN [11]

Maximální tlak $p_{max} = 420 \text{ bar}$

Maximální průtok $Q_{max} = 40 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

Minimální průtok $Q_{min} = 1,13 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

Připojovací rozměry G 3/8"



Obrázek 5.5.2 Parker B10-2-6B [12]

5.6 Pojistný ventil

Parker Hannifin R4V03-56330A125, číslo dílu 016-87241-0

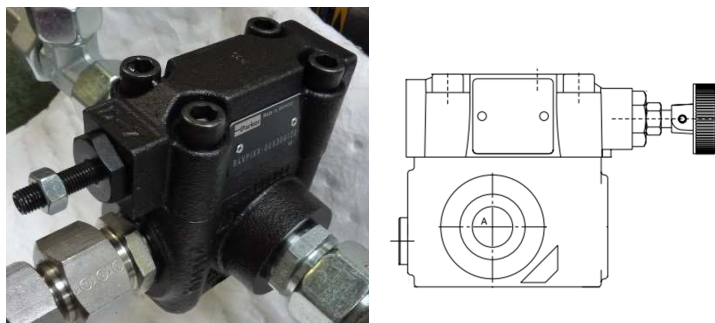
Maximální tlak $p_{max} = 350$ bar

Nastavený maximální tlak $p_{nastavený} = 210$ bar

Maximální průtok $Q_{max} = 60 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$

Připojovací rozměry G 1/2"

Závit ovládání G 1/4" zaslepen



Obrázek 5.6.1 Pojistný ventil Parker R4V [13]

5.7 Jednosměrné ventily

Parker Hannifin typ RHD

Maximální tlak $p_{max} = 250$ bar

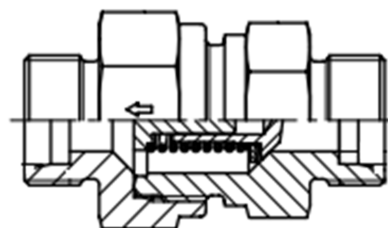
JV1 - otvírací tlak pro přívod od hydraulického agregátu $p_{otvírací} = 1$ bar

JV2 - otvírací tlak pro nízkotlakou větev mezi HM a HG $p_{otvírací} = 0,2$ bar

JV3 - otvírací tlak pro vysokotlakou cirkulační větev $p_{otvírací} = 0$ bar (bez pružiny)

Připojovací rozměry pro šroubení EO 24° s kuželovým koncem

Maximální průtok $Q_{max} = 140 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$



Obrázek 5.7.1 Jednosměrný ventil Parker typ RHD [14]

5.8 Spojky

Použité spojky vychází z doporučení od technické podpory firmy KTR.

KTR typ Radex NC-35-EK-14-32 mezi hydrogenerátor a snímač krouticího momentu

KTR typ Radex NC-35-EK-14-30 mezi hydromotor a snímač krouticího momentu

Nominální přenos krouticího momentu $M_{nominální} = 100 \text{ N.m}$

Maximální krouticí moment $M_{max} = 200 \text{ N.m}$



Obrázek 5.8.1 Spojka Radex-NC [15]

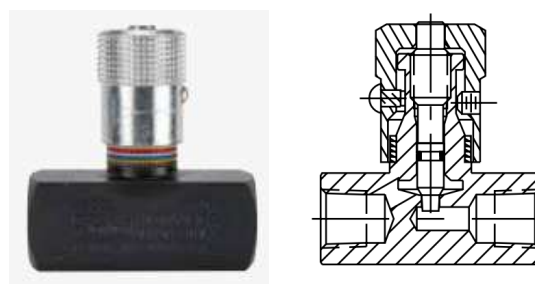
5.9 Škrťací ventily

Jehlový škrťací ventil Parker Hannifin s 2stupňovou jehlou 9N1200S. První stupeň nastavován jemně třemi otáčkami a druhý stupeň nastavován dalšími třemi otáčkami.

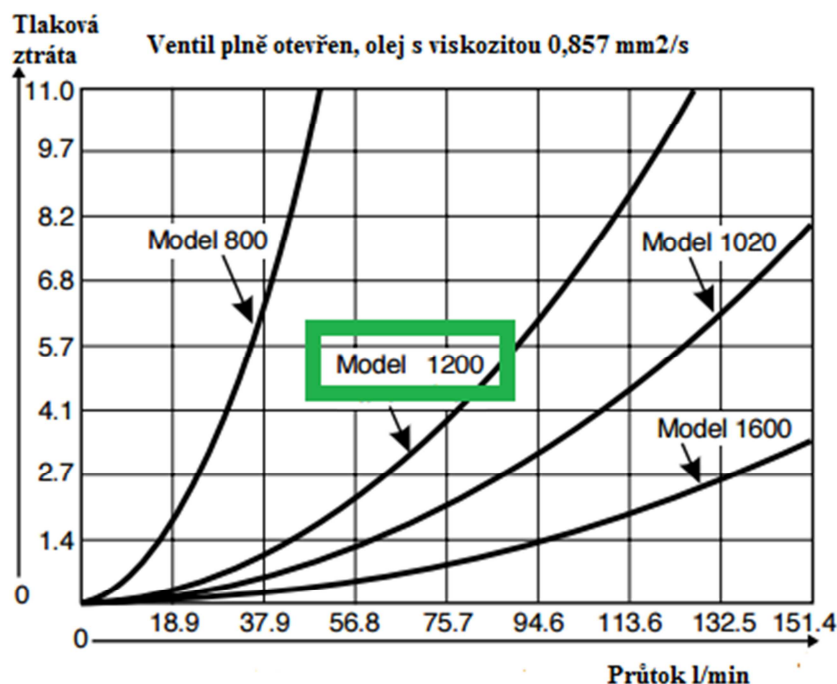
Maximální tlak $p_{max} = 345 \text{ bar}$

Připojovací rozměry G 3/4"

Maximální průtok $Q_{max} = 95 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$



Obrázek 5.9.1 Škrťací ventil Parker série N [16]



Obrázek 5.9.2 Charakteristika série N [16]

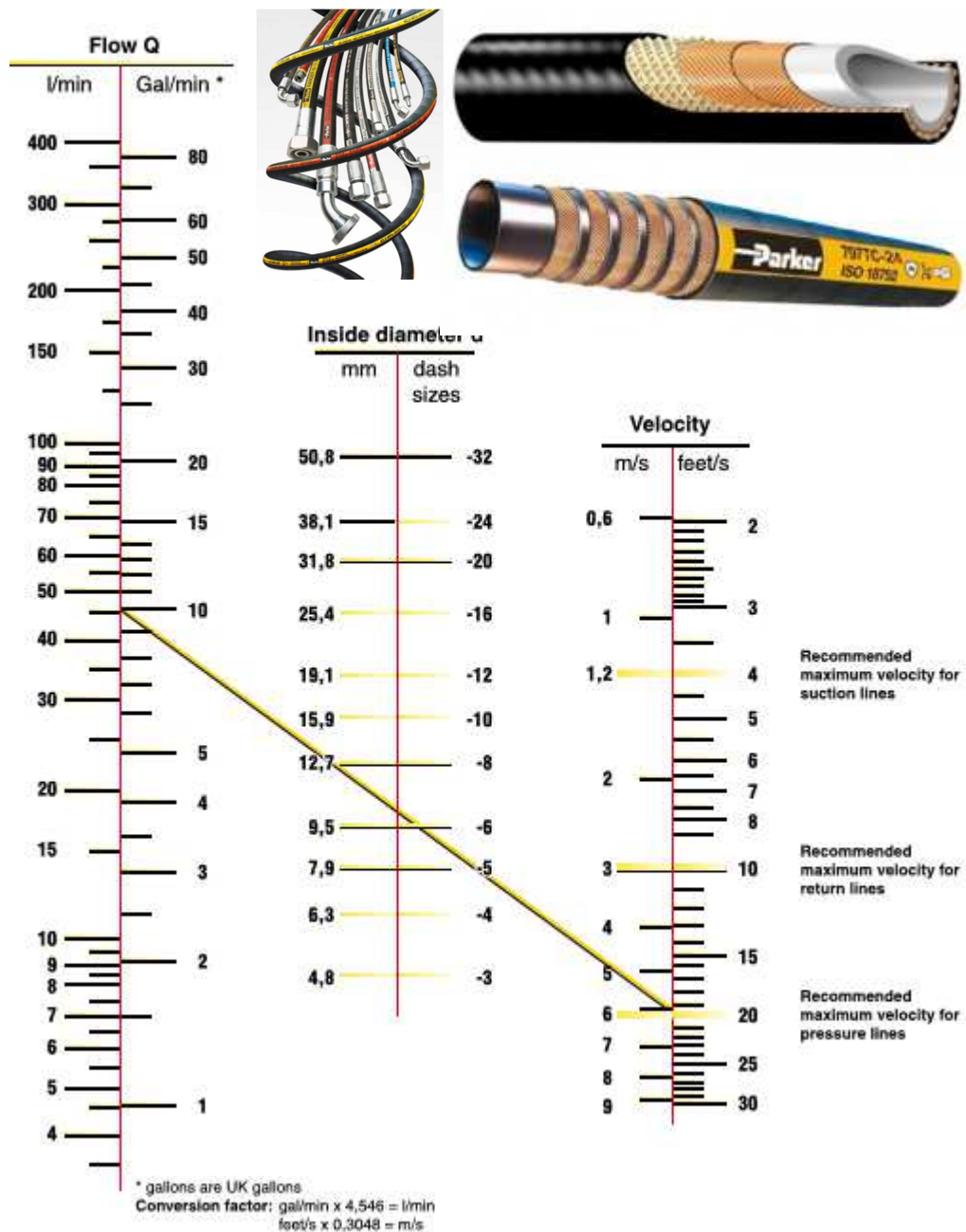
5.10 Ostatní komponenty obvodu

Veškeré další komponenty obvodu jsou výrobce Parker Hannifin. Jedná se zejména o:

- Hydraulické šroubení Parker pro připojení EO 24° převážně se závitem M30x2 lehké řady 22L a přechody na trubkové závity BSPP pro připojení prvků obvodu,
- střednětlaké hadice No-Skive například 301SN-20 DN16 pro tlak do $p_{max} = 215$ bar,
- vysokotlaké hadice No-Skive například 372-10 DN16 pro tlak do $p_{max} = 350$ bar.

Všechny použité hadice a šroubení pro testování jsou vhodné pro dané průtoky a tlaky.

Vhodnost použitých hadic byla zkontrolována v katalogu výrobce Parker – Hydraulic hoses, Fittings and equipment. Zejména bylo ověřeno, zda vnitřní průměry jsou dostačující pro dané průtoky. Maximální průtok cirkulační větvi při rekuperaci byl vypočten cca $Q_{max} = 60$ dm³.min⁻¹ při maximálním povoleném tlaku systému $p_{max} = 160$ bar. Spojovací linka v diagramu je pouze ilustrační.



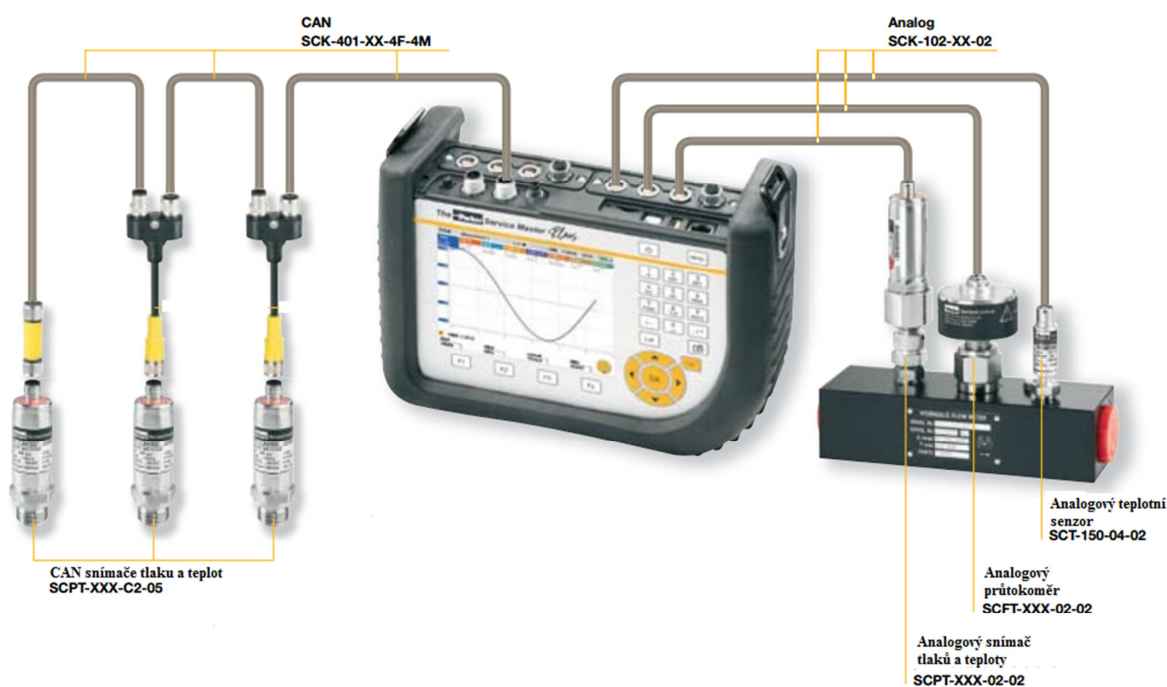
Obrázek 5.10.1 Průtokový nomogram [18]

Průtokový diagram slouží k jednoduchému zjištění vhodného průměru hadic v závislosti na průtoku. Vnitřní průměr hadic (insite diameter) byl dán typem poskytnutých hadic k realizaci zařízení. Průtok byl prvně propočítán v závislosti na skutečně nastaveném geometrickém objemu hydrogenerátoru a poté odměřen během kompletace zařízení.

5.11 Měření tlaku a průtoku

Pro snímání tlaku byly použity glycerínové tlakoměry typ PGB0631 velikosti 63 mm pro tlaky p_{max} =do 10 a do 400 bar s připojením G 1/4".

Pro většinu měření tlaku, průtoku a otáček byl použit multifukční příruční měřicí přístroj Parker Service Master Plus a diagnostický přístroj Serviceman Plus s příslušnými snímači tlaků a průtoku. Přístroj dokáže automaticky detekovat připojené snímače Parker nebo se mohou nastavit pro senzory jiných výrobců. Přístroj na displeji zobrazuje ve formě grafů, numerických hodnot nebo ručičkových měřicích přístrojů sledované veličiny, které je pak možné přenést z paměti do počítače.



Obrázek 5.11.1 Service master plus s použitými senzory [17]



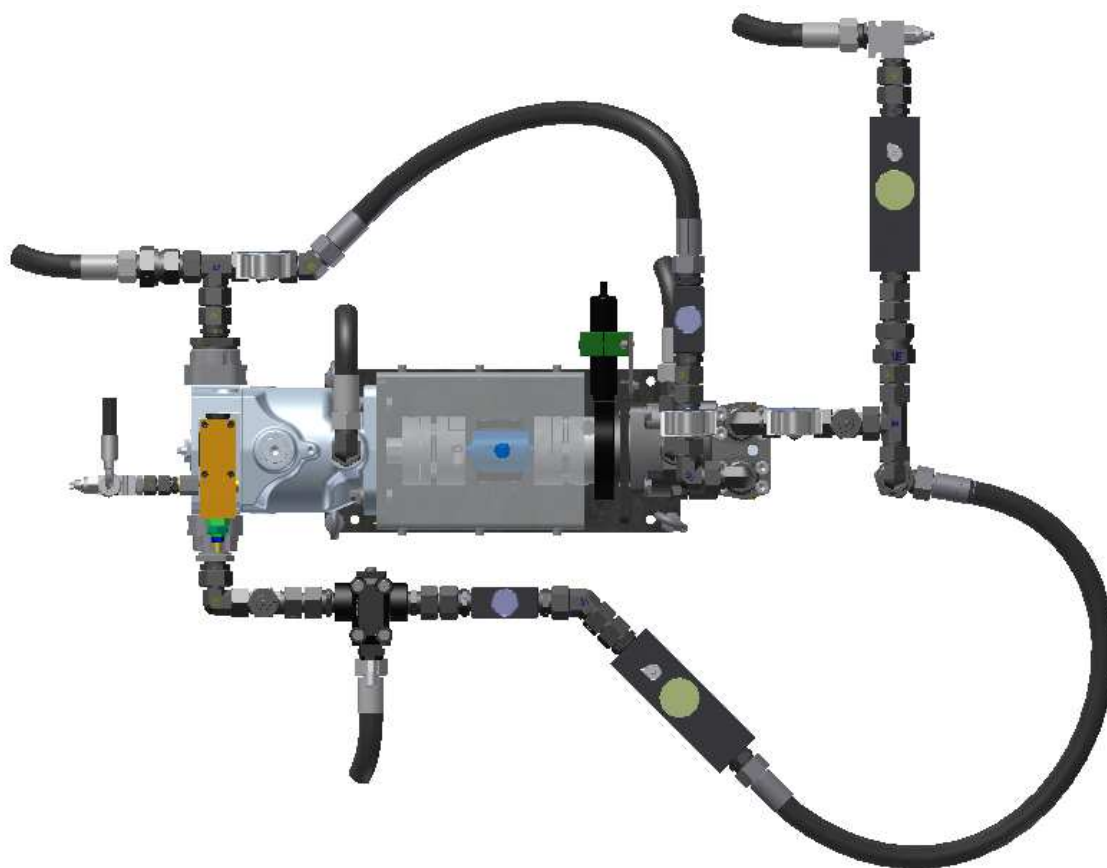
Obrázek 5.11.2 Snímač otáček SCRMP [17]

Obrázek 5.11.3 Diagnostický přístroj Serviceman Plus [20]

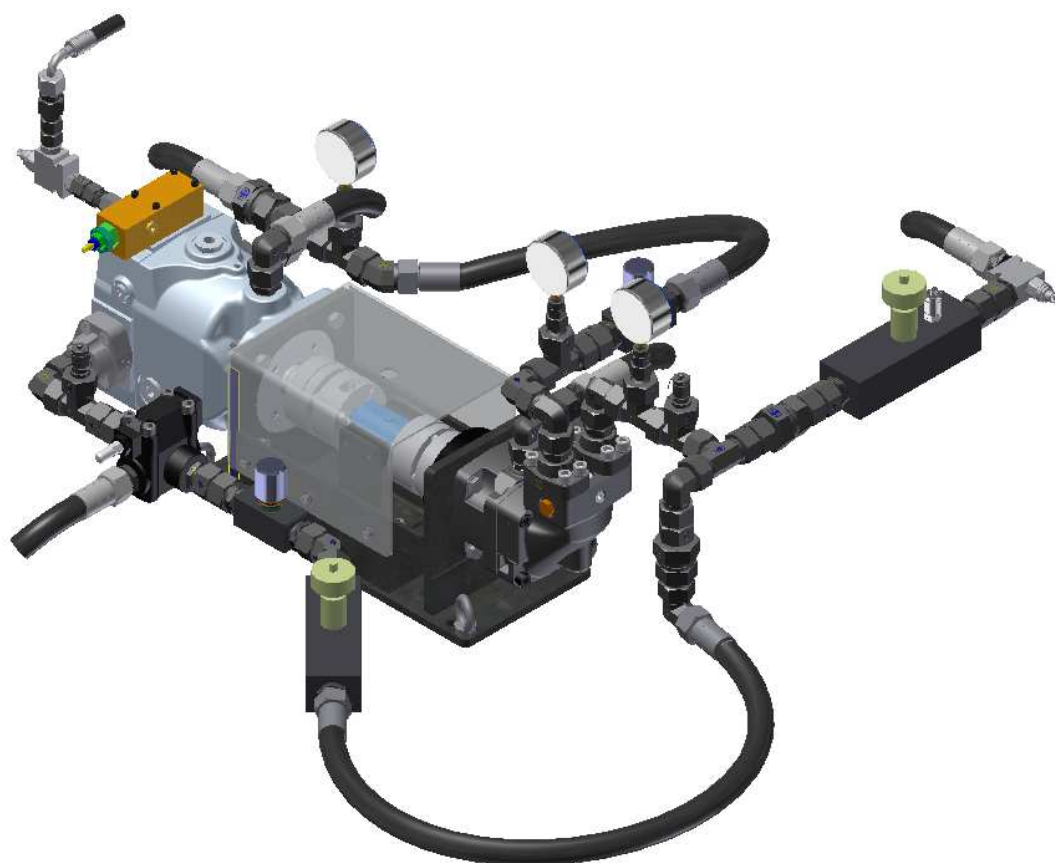
6 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Všechny díly, podsestavy, hlavní sestava a výkresy byly vytvořeny v programu Autodesk Inventor Professional 2014 [19]. Téměř všechny komponenty byly dostupné ze stránek Parker a přesně odpovídají rozměrům skutečně použitých součástí. Několik komponentů a hadice byly dokresleny, avšak základní a připojovací rozměry přesně odpovídají reálným dílům.

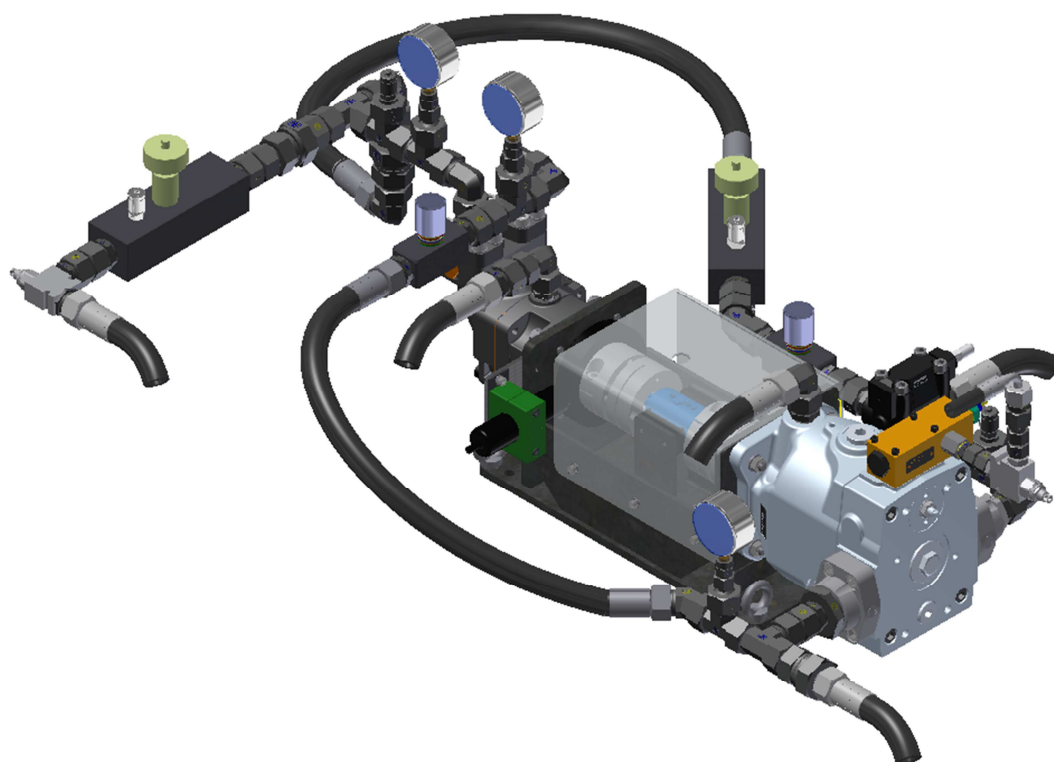
Vypracovaná technická dokumentace a kusovník jsou součástí přílohy diplomové práce. Vyobrazení navrženého zkušební zařízení je na několika následujících obrázcích. Technická dokumentace je k nahlédnutí jako příloha D: Technická dokumentace zařízení.



Obrázek 5.11.1 3D návrh navrženého zkušebního zařízení



Obrázek 5.11.2 3D podoba navrženého zkušebního zařízení



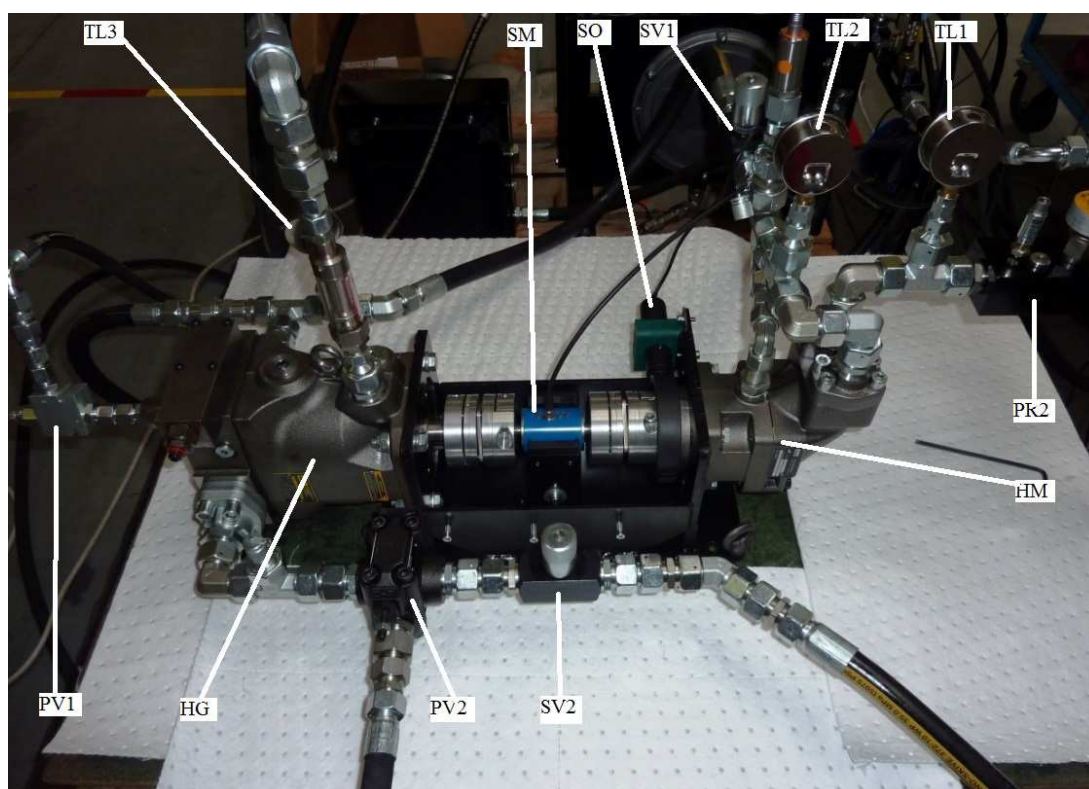
Obrázek 5.11.3 3D návrh navrženého zkušebního zařízení

7 MONTÁŽ A NASTAVENÍ

7.1 Montáž

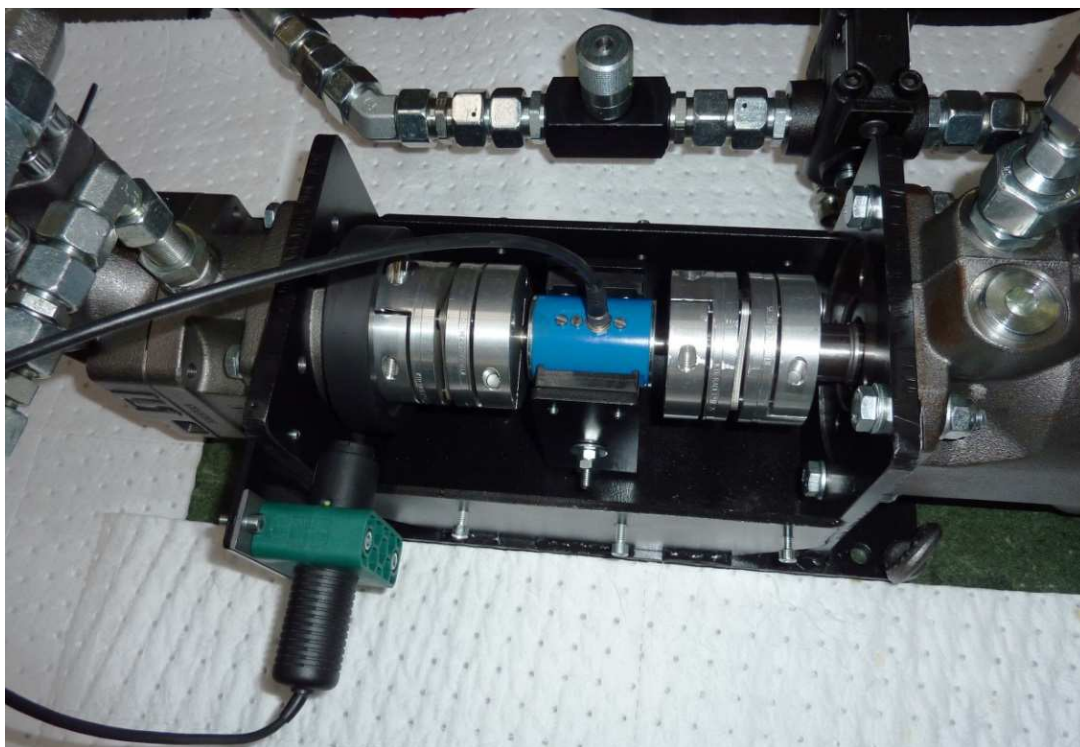
Sestavení proběhlo v prostorách firmy Parker Hannifin a spočívalo v kompletaci úsporného zařízení a jeho připojení k hydraulickému agregátu.

Na svařenec se namontoval hydromotor a hydrogenerátor, mezi jejichž hřídele se prostřednictvím spojek vetknul snímač krouticího momentu. Po ustavení souososti hřídelů následovala kompletace šroubení, hadic, snímačů a ostatních prvků obvodu dle schématu. Poté se sestava připojila k hydraulickému agregátu.

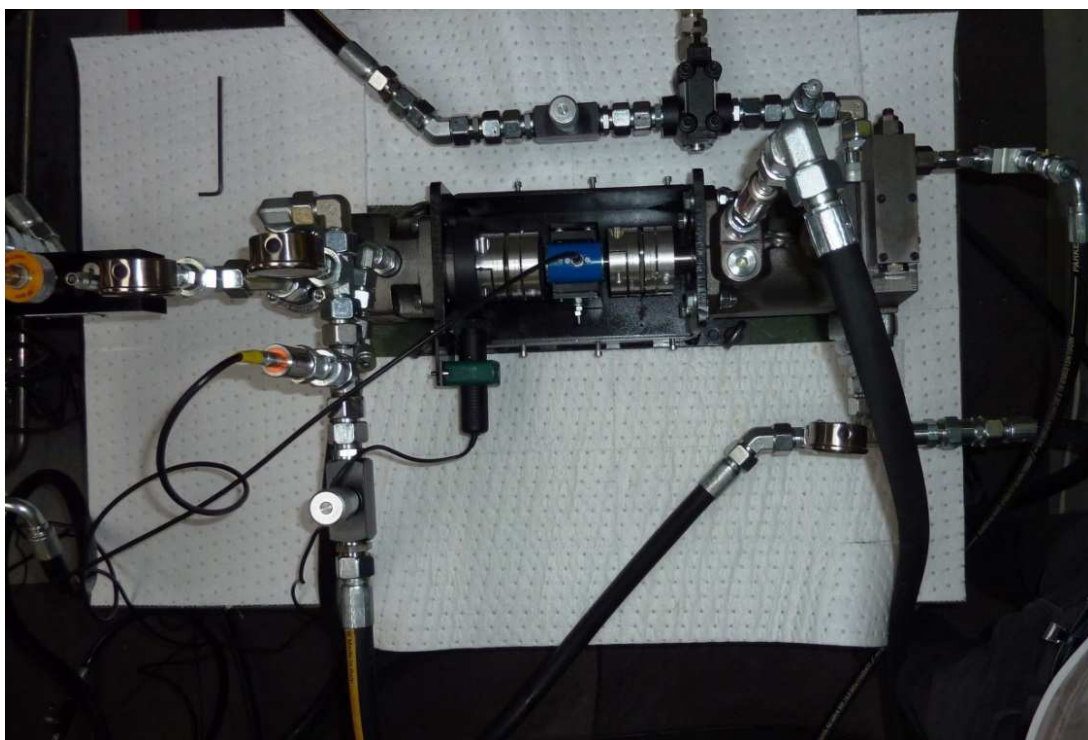


Obrázek 7.1.1 Energeticky úsporný systém

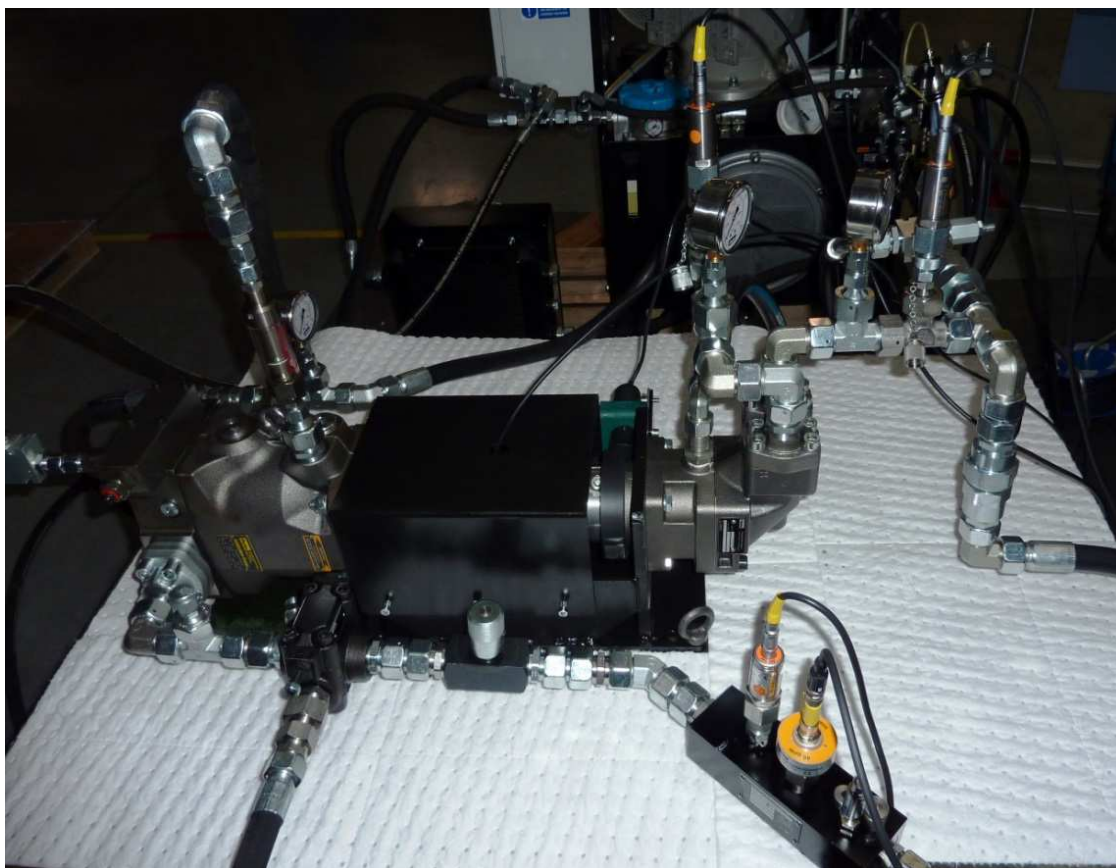
Hydrogenerátor	HG
Hydromotor	HM
Jednosměrný ventil s pružinou	JV
Otáčkoměr	SO
Průtokoměr	PR
Snímač krouticího momentu	SM
Škrťací ventil	SV
Tlakoměr	TL
Pojistný ventil	PV



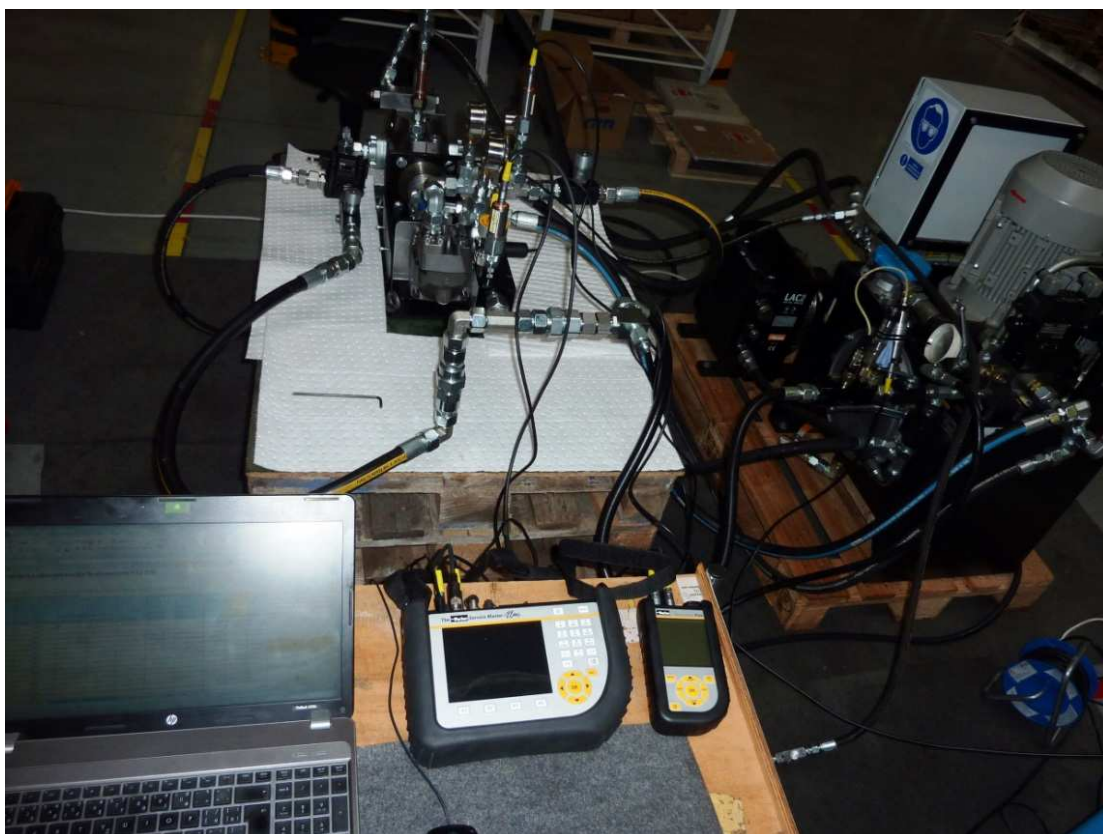
Obrázek 7.1.2 Detail energeticky úsporného systému



Obrázek 7.1.3 Energeticky úsporný systém



Obrázek 7.1.4 Zapojení s hydraulickým agregátem v pozadí



Obrázek 7.1.5 Testování hydromotoru Parker F12-030

7.2 Optimalizace geometrického objemu hydrogenerátoru

Z výpočtů vychází, že zařízení začne rekuperovat při nastaveném geometrickém objemu hydrogenerátoru $V_g = 22,2 \text{ cm}^3$, otáčkách $n = 2800 \text{ min}^{-1}$ a tlakovém spádu $\Delta p = 15 \text{ bar}$. Tato hodnota je však i se zahrnutím účinností pouze teoretická, zaměřená na maximální dovolené hodnoty otáček n a minimálním dovolený tlakový spád Δp zkušebního zařízení. Uvedený teoretický výpočet hydraulického obvodu nezahrnuje tlakové ztráty prouděním hydraulické kapaliny v hydraulických prvcích, jako jsou hadice, šroubení aj. Proto je nutné zjistit maximální geometrický objem hydrogenerátoru, při kterém olej skutečně cirkuluje zpět k hydromotoru dle skutečného chování systému.

Nastavení geometrického objemu, při kterém systém cirkuluje:

Při tlakovém spádu $\Delta p = 50 \text{ bar}$ a otáčkách $n = 400 \text{ min}^{-1}$ byl zjištěn geometrický objem, při kterém systém cirkuluje. Dalším snížením tlakového spádu se systém zastavil. Výsledný maximálně použitelný geometrický objem hydrogenerátoru pro testování daného hydromotoru Parker F12-030 při tlakovém spádu $\Delta p = 50 \text{ bar}$ a otáčkách $n = 400 \text{ min}^{-1}$ byl naměřen $V_g = 22,2 \text{ cm}^3$. Dle výpočtů [Příloha A] měl být tento geometrický objem při tlakovém spádu $\Delta p = 50 \text{ bar}$ funkční, z čehož vyplývá, že hydraulické ztráty v cirkulační větvi a prvcích cirkulační větve jsou při daném nastavení přibližně $\Delta p = 3 \text{ bar}$.

Odměření skutečného geometrického objemu, při kterém systém cirkuluje:

Při tlakovém spádu $\Delta p = 8 \text{ bar}$ byl průtokoměrem za hydrogenerátorem, průtokoměrem instalovaným do drenáže z hydrogenerátoru, uzavřením cirkulační větve a snímán otáček zjištěn geometrický objem hydrogenerátoru, při kterém systém cirkuloval. Tlakový spád na vstupu do hydromotoru byl udržován u všech měření na konstantní hodnotě. Výsledná hodnota maximálně použitelného geometrického objemu byla stanovena na základě aritmetického průměru:

$$V_{gHG \max} = \frac{\sum_{i=0}^n V_{gi}}{n} = 22,2 \text{ cm}^3 \quad (7.2.1)$$

Měření	V_{gHG} (cm ³)	Δp (bar)	n (min ⁻¹)	Q na výstupu z HM (dm ³ .min ⁻¹)	Q drenáž HM (dm ³ .min ⁻¹)
1	22,00	8	400	8,80	0
2	22,20	8	500	11,10	0
3	22,17	8	600	13,30	0
4	22,14	8	700	15,50	0
5	22,50	8	800	18,00	0

Tabulka 7.2.1 Naměřené hodnoty geometrického objemu hydrogenerátoru



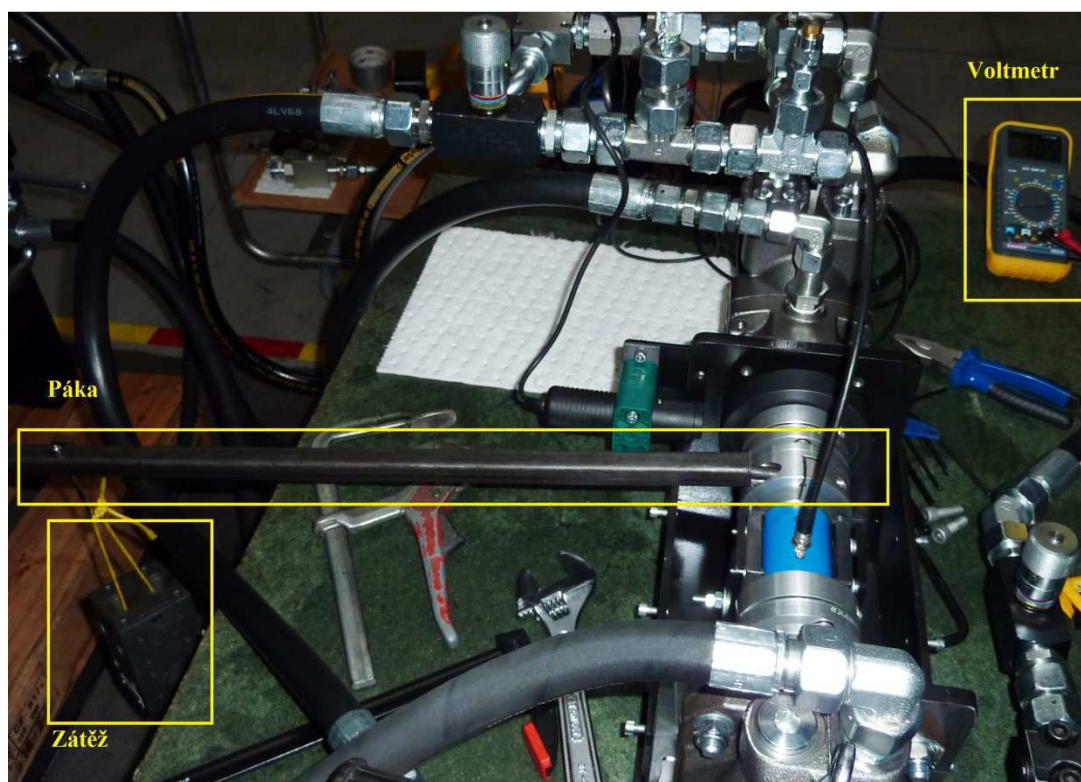
Obrázek 7.2.1 Nastavování geometrického objemu hydrogenerátoru

Pro samotné testování byl geometrický objem hydrogenerátoru nastaven na hodnotu vyšší, konkrétně $V_g = 23,4 \text{ cm}^3$, protože testování probíhalo při tlacích na vstupu do hydromotoru vyšších než $\Delta p_{HM} > 80 \text{ bar}$, čímž se posunula i hranice maximálního nastavení velikosti geometrického objemu hydrogenerátoru, při kterém systém cirkuluje. Hodnoty základních sledovaných veličin, při nastavení hydrogenerátoru na hodnotu $V_g = 23,4 \text{ cm}^3$, jsou teoreticky propočteny a lze je vyčíst jako zvýrazněné hodnoty v příloze A.

7.3 Měření krouticího momentu

Měření krouticího momentu bylo realizováno přes snímač krouticího momentu Burster 8645-5075.

Hodnota výstupního napětí ze snímače při momentu $M_{min} = 0 \text{ N.m}$ je $U_{min} = 2,5 \text{ V}$. Výstupní napětí při maximálním dovoleném momentu $M_{max} 4,5 \text{ V}$. Uvedené hodnoty výstupního napětí byly ověřeny na základě vytvoření statického momentu na snímači prostřednictvím páky se zatížením. Výstupní napětí bylo změřeno digitálním multimetrem Range RE60-69.



Obrázek 7.3.1 Nastavování snímače krouticího momentu

Vstupní hodnoty:

Zátěž m	3,5 kg
Rameno R	0,6 m
Gravitační konstanta g	9,81 m.s^{-2}

Výpočet momentu M pro druhý řádek následující tabulky [23]:

$$M = F \cdot R = (m \cdot R) \cdot g = (3,5 \cdot 0,6) \cdot 9,81 = \mathbf{20,601 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad (7.3.1)$$

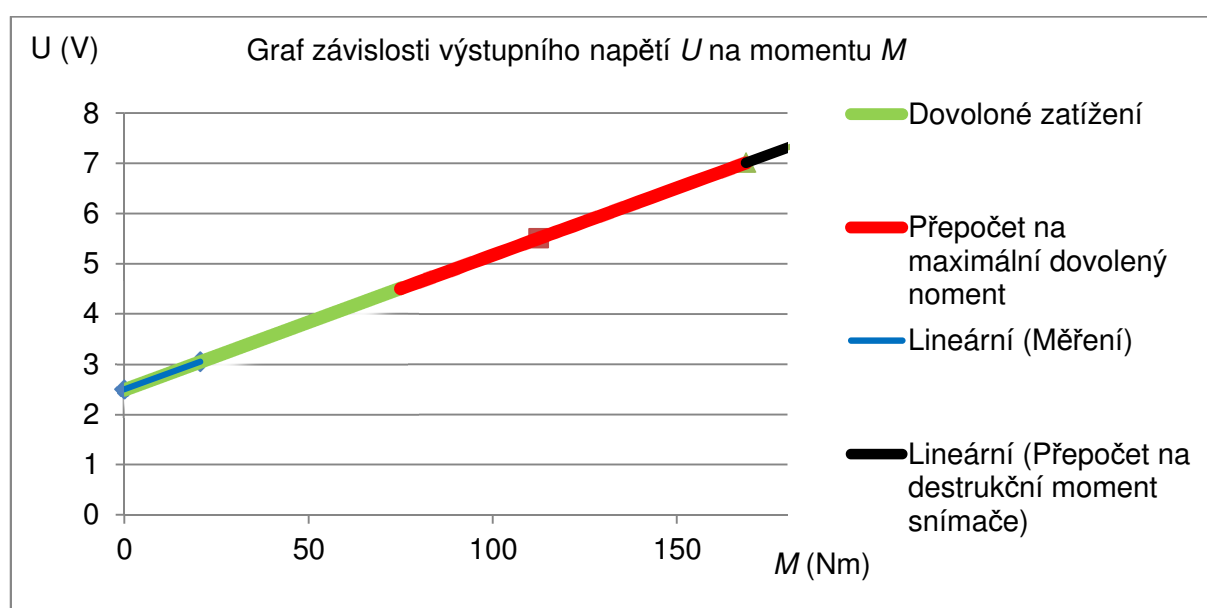
Po odečtení napětí na voltmetru zjistíme výstupní napětí ze snímače pro daný moment. Přepočet na další hodnoty napětí byl proveden z rovnice lineární směrnice trendu získané z grafu závislosti výstupního napětí na momentu Obrázek. 7.3.2.

Přepočet momentu na napětí U pro maximální dovolený moment:

$$U = 0,0267 \cdot M + 2,5 = 0,0267 \cdot 112,5 + 2,5 = \mathbf{5,50375 \text{ V}} \quad (7.3.2)$$

	Napětí U na voltmetru (V)	Moment M (N.m)	Procentní vyjádření $M_{max-nom}$ (%)
Měření 1	2,50	0	0%
Měření 2	3,05	20,6	
Přepočet	3,84	50	
Přepočet na maximální nominální moment	4,50	75	100%
Přepočet na maximální dovolený moment	5,50	112,5	150%
Přepočet na destrukční moment snímače	7,00	168,75	300%

Tabulka 7.3.1 Naměřené a přepočtené napětí v závislosti na momentu

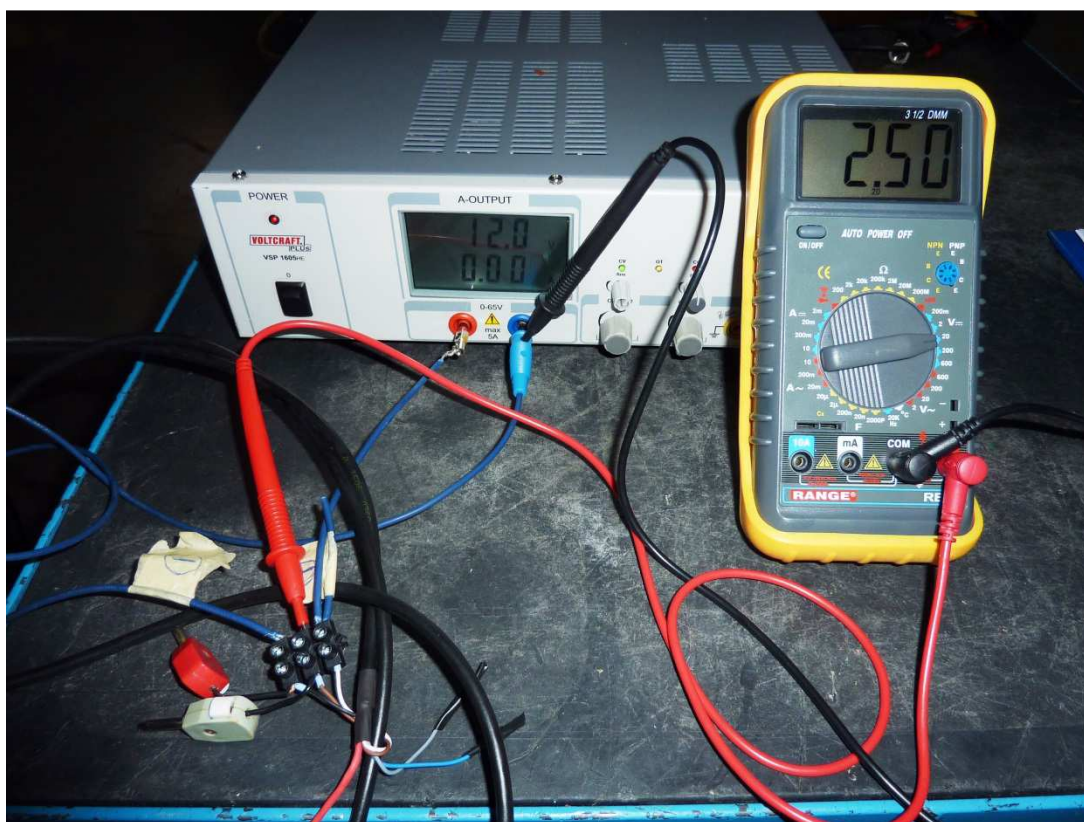


Obrázek 7.3.2 Závislost výstupního napětí na momentu

Po zapojení konektorů, nastavení diagnostického zařízení Service master plus pro zvolený snímač krouticího momentu a napojení na zdroj vstupního napětí $U = 9$ až 12 V DC do snímače bylo vše připraveno k měření. Jako zdroj posloužil laboratorní síťový zdroj Voltcraft Plus VSP 1605 zapůjčený firmou Parker Hannifin. Nicméně nakonec nebyl použit Service master plus pro měření krouticího momentu, ale pouze voltmetr Range, jelikož Service master plus byl příliš přesný a hodnoty napětí kolísaly s rotací hřídele. Oproti tomu voltmetr Range hodnoty zaokrouhloval, čímž byly pro dané zatížení konstantní.



Obrázek 7.3.3 Laboratorní síťový zdroj Voltcraft Plus VSP 1605 [21]



Obrázek 7.3.4 Měření výstupního napětí ze snímače krouticího momentu

8 METODIKA MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK

8.1 Zprovoznění a spuštění zařízení

Před spuštěním zařízení zkontrolujte dotažení připojených hadic od hydraulického agregátu. Na hydraulickém agregátu otevřete kulový ventil B na vývodu z hydraulického agregátu, otevřete škrtkový ventil na agregátu FM2DDKV a snižte nastavený tlak na pojistném ventilu RM3PT35KV11 na minimum. Na zkušební zařízení otevřete tlakovou váhu TV, škrtkové ventily SV1 a SV2 a snižte tlak na pojistném ventilu PV2 za hydrogenerátorem na minimum.

Připojte snímače tlaku pro tlaky 0-400 bar přes přípoje Minimes TL1 a TL2 a propojte analogově s diagnostickým přístrojem Parker Serviceman Plus. Připojte snímač otáček SO, snímač krouticího momentu SM a oba průtokoměry PR1 a PR2 k multifunkčnímu příručnímu měřicímu přístroji Parker Service Master Plus. Zapněte laboratorní síťový zdroj, nastavte maximální napětí na $U = 12 \text{ V}$ a propojte příslušnými kabely s voltmetrem nastaveným v poloze $U = 0-20 \text{ V DC}$ a snímačem krouticího momentu. Zapněte Serviceman plus a Service master plus.

Hydraulický agregát a chladič vzduch-olej typ LAC2-007-4-D-00-000-0-0 připojte ke zdroji elektrického napětí. Přepínač proporcionálního rozvaděče D1VW2CNTW70 nastavte do polohy 0. Zapněte hlavní vypínač hydraulického agregátu do polohy 1 otočením spínače na boční straně elektrického rozvaděče obr. 8.1.1. Zapněte čerpadlo hydraulického agregátu tlačítkem start a po několika sekundách přepněte rozváděč (přepínač ventil) do polohy B viz obr 8.1.2. Olej začne proudit skrz zkušební zařízení, roztočí se hydromotor a hydrogenerátor, přes pojistný PV2 zpět do nádrže.



Obrázek 8.1.1 Zapnutí hlavního vypínače



Obrázek 8.1.2 Elektrický rozvaděč hydraulického agregátu

8.2 Postup měření momentové charakteristiky

Momentová charakteristika se měří při konstantním tlakovém rozdílu před a za hydromotorem a konstantní teplotě na vstupu do hydromotoru. Momentová charakteristika vyjadřuje vztah momentu na otáčkách.

- 1) Zařízení je spuštěno dle bodu 8.1.
- 2) Nechte běžet agregát bez zapnutého chladiče, dokud se olej nezahřeje na testovací teplotu $T = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- 3) Na hydraulickém agregátu HA nastavte tlak na pojistném ventilu PV2 na hodnotu $p_{PV2} = 100\text{ bar}$ a postupně zvyšujte tlak na pojistném ventilu PV2 zkušebního zařízení, čímž dojde k nárůstu tlaku za hydrogenerátorem nad tlak kapaliny na výstupu z hydraulického agregátu a tím začne kapalina cirkulovat přes jednosměrný ventil JV3 od hydrogenerátoru k hydromotoru.
- 4) Na pojistném ventilu agregátu si nastavte přibližně požadovaný tlak, při kterém budete chtít měřit momentovou charakteristiku a dvěma otáčkami snižte tlak na pojistném ventilu PV zkušebního zařízení. Tlakový spád na hydromotoru je vhodné zvolit v rozmezí $\Delta p_{HM} = 100\text{ až }160\text{ bar}$, protože se dostanete do vyšších otáček díky rekuperaci většího množství kapaliny a tím většího rozsahu měření.
- 5) Pomocí škrtícího ventilu a odečtem tlaků z přístroje Serviceman plus si nastavte požadovaný tlakový spád momentové charakteristiky, který bude udržovat při každém dalším měření, a zapište hodnoty ostatních veličin do tabulky 8.2.1.
- 6) Další měření proveďte pro různé otáčky, které regulujte škrcením na škrtícím ventilu SV2, čímž se bude část kapaliny přepouštět do nádrže agregátu. Při každém nastavení otáček vyrovnejte tlakový spád na hydromotoru pojistným ventilem na agregátu.
- 7) Moment na hřídeli získáte dle vzorce směrnice trendu z grafu 7.3.2:

$$M = \frac{U - 2,5}{0,0267} = [\text{N.m}] \quad (8.2.1)$$

- 8) Vytvořte graf momentové charakteristiky, tj. závislosti momentu na otáčkách.

Měření	Δp_{HM} (bar)	p_{1HM} před HM (bar)	p_{2HM} za HM (bar)	U (V)	M (N.m)	n (min^{-1})	T ($^{\circ}\text{C}$)
1							

Tabulka 8.2.1 Vzor tabulky naměřených a vypočtených hodnot

8.3 Postup měření průtokové charakteristiky

Průtoková charakteristika sleduje průtok oleje hydromotorem a měří se při konstantních otáčkách a měnícím se tlakovém spádu na hydromotoru. Vyjadřuje tedy změnu průtoku v závislosti na změně tlakového spádu.

- 1) Zařízení je spuštěno dle bodu 8.1.
- 2) Nechte běžet agregát bez zapnutého chladiče, dokud se olej nezahřeje na testovací teplotu $T = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- 3) Na hydraulickém agregátu HA nastavte tlak na pojistném ventilu PP2 na hodnotu $p_{PV2} = 100\text{ bar}$ a postupně zvyšujte tlak na pojistném ventilu PV2 zkušebního zařízení, čímž dojde k nárůstu tlaku za hydrogenerátorem nad tlak dodávaný z agregátu a tím začne kapalina rekuperovat přes jednosměrný ventil JV3 od hydrogenerátoru k hydromotoru.
- 4) Otáčky, které bude udržovat na konstantní hodnotě, nastavíte na tlakové váze TV zkušebního zařízení. Otáčky pro zkoušení rotačního hydromotoru je vhodné zvolit v rozmezí $n = 700\text{ až }900\text{ min}^{-1}$, protože se dostanete do většího rozmezí možnosti nastavení tlakového spádu Δp_{HM} na hydromotoru.
- 5) Při každém nastavení tlakového spádu Δp_{HG} škrcením za hydrogenerátorem a případným zvýšením maximálního výstupního tlaku na pojistném ventilu PP2 hydraulického agregátu změřte tlak p_{1HM} na vstupu a tlak p_{2HM} na výstupu z hydromotoru. Dále změřte průtok Q na vstupu do hydromotoru, teplotu kapaliny před hydromotorem udržujte na konstantní hodnotě např. $T = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$ a otáčky n měřeného hydromotoru regulujte škrcením na tlakové váze TV.
- 6) Po odečtení požadovaných veličin z přístrojů Serviceman plus a Service master plus a zapsáním do tabulky 8.3.1 si nastavte požadované otáčky pro další měření na tlakové váze, tlak zvýšte nebo snižte škrcením za hydrogenerátorem a opět zapište hodnoty sledovaných veličin do tabulky 8.3.1.

Měření	n (min^{-1})	Δp_{HM} (bar)	p_{1HM} před HM (bar)	p_{2HM} za HM (bar)	Q od HG ($\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	Q od agregátu ($\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	Q celkem ($\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	T ($^{\circ}\text{C}$)
1								

Tabulka 8.3.1 Vzor tabulky naměřených a vypočtených hodnot

- 7) Vytvořte graf průtokové charakteristiky, tj. průtoku na tlakovém spádu.

8.4 Postup měření charakteristiky účinnosti na otáčkách

Charakteristiku měřte stejným způsobem jako momentovou charakteristiku 8.2 s tím, že navíc budete sledovat hodnoty vstupního průtoku do hydromotoru a zapište do tabulky 8.4.1.

Měření	Δp_{HM} (bar)	p_{1HM} před HM (bar)	p_{2HM} za HM (bar)	U (V)	M (N.m)	n (min ⁻¹)	Q celkem (dm ³ .min ⁻¹)	T (°C)
1								

Tabulka 8.4.1 Vzor tabulky naměřených a vypočtených hodnot

Z naměřených hodnot vypočtete objemovou, mechanicko-tlakovou a celkovou účinnost pro jednotlivá měření dle následujících rovnic a vytvořte graf závislosti účinnosti na otáčkách.

$$\eta_{obj} = \frac{V_g \cdot n}{Q} = [-] \quad (8.4.1)$$

$$\eta_{mech} = \frac{M \cdot 2\pi}{\Delta p \cdot V_g} = [-] \quad (8.4.2)$$

$$\eta_{celk} = \frac{2\pi \cdot M \cdot n}{\Delta p \cdot Q} = [-] \quad (8.4.3)$$

8.5 Vypnutí zařízení

Po naměření potřebných hodnot povolte škrťací ventily SV a tlakovou váhu TV na zkušební zařízení, snižte tlak na pojistném ventilu PV2 zkušebního zařízení a na hydraulickém agregátu. Rozváděč na agregátu (přepínač ventil) přepněte do polohy 0 a hydraulický agregát vypněte tlačítkem stop. Vypněte hlavní elektrický vypínač agregátu otočením do polohy 0 a vypněte chladič vysunutím zásuvky ze přípojky elektrického napětí.

9 TESTOVÁNÍ ROTAČNÍHO HYDROMOTORU

Měřením průtoku Q na vstupu do rotačního hydromotoru Parker F12-030, tlakového spádu Δp na hydromotoru, otáček n a momentu na hřídeli M získáme potřebná data pro grafické znázornění základních charakteristik hydromotorů.

9.1 Momentová charakteristika

Momentová charakteristika se měří při konstantním tlakovém rozdílu před a za hydromotorem a konstantní teplotě na vstupu do hydromotoru. Momentová charakteristika vyjadřuje vztah momentu na průtoku [1]:

$$M_{skutečný} = M_{teoretický} - M_{ztrátový} \quad (9.1.1)$$

Při testování byla tlaková váha pro přívod oleje z hydrogenerátoru plně otevřena. Moment byl snímán přes snímač krouticího momentu, otáčky byly regulovány škrcením průtoku SV2 za hydrogenerátorem, čímž se část oleje odpouštěla do nádrže a část cirkulovala zpět k hydromotoru. Konstantní tlakový spád byl následně regulován na hydraulickém agregátu. Teplota byla udržována na teplotě $T = 45 \text{ }^{\circ}\text{C} \pm 1 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Byla uskutečněna tři měření pro tlakové spády na hydromotoru $\Delta p = 100, 130$ a 160 bar.

Měření	Δp_{HM} (bar)	p_{1HM} před HM (bar)	p_{2HM} za HM (bar)	U (V)	M (N.m)	n (min ⁻¹)
1	100	101,7	1,7	3,63	42,322	965
2	100	101,5	1,5	3,63	42,322	900
3	100	101,5	1,5	3,63	42,322	852
4	100	101,4	1,4	3,63	42,322	800
5	100	101,3	1,3	3,62	41,948	750
6	100	101,2	1,2	3,63	42,322	700
7	100	101,1	1,1	3,62	41,948	650
8	100	101,0	1,0	3,62	41,948	600
9	100	100,9	0,9	3,61	41,573	555
10	100	100,8	0,8	3,605	41,386	500

Tabulka 9.1.1 Naměřená data při tlakovém spádu $\Delta p = 100$ bar

Měření	Δp_{HM} (bar)	p_{1HM} před HM (bar)	p_{2HM} za HM (bar)	U (V)	M (N.m)	n (min ⁻¹)
8	130	132,3	2,3	3,968	54,981	1365
7	130	132,1	2,1	3,97	55,056	1345
1	130	132,1	2,1	3,974	55,206	1220
2	130	131,8	1,8	3,975	55,243	1120
3	130	131,7	1,7	3,98	55,431	1056
4	130	131,5	1,5	3,98	55,431	914
5	130	131,3	1,3	3,98	55,431	800
6	130	131,2	1,2	3,98	55,431	670

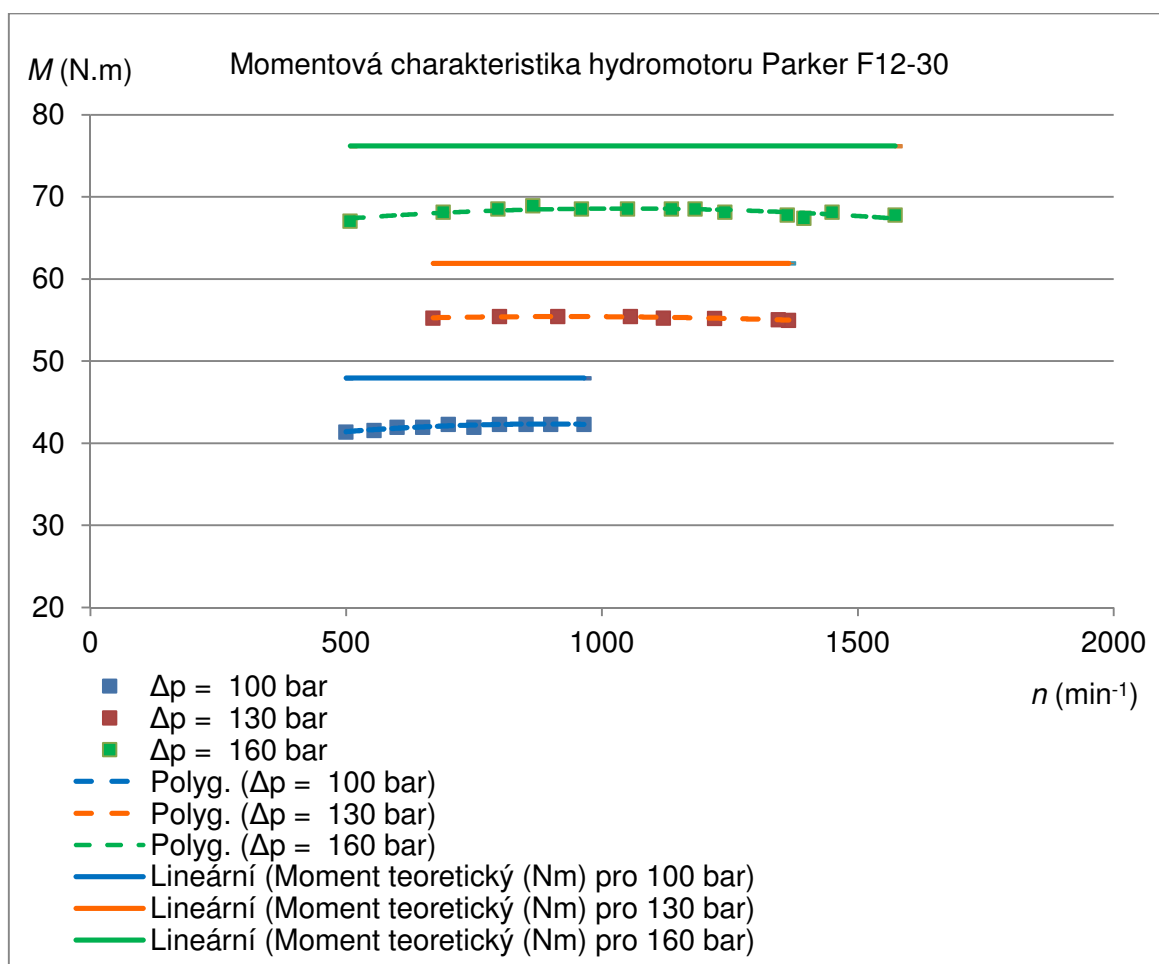
Tabulka 9.1.2 Naměřená data při tlakovém spádu $\Delta p = 130$ bar

Měření	Δp_{HM} (bar)	p_{1HM} před HM (bar)	p_{2HM} za HM (bar)	U (V)	M (N.m)	n (min ⁻¹)
1	160	160,8	2,8	4,31	67,79026	1573
2	160	162,8	2,5	4,32	68,16479	1450
3	160	162,6	2,6	4,30	67,41573	1395
4	160	162,5	2,5	4,31	67,79026	1362
5	160	162,2	2,2	4,32	68,16479	1240
6	160	162,1	2,1	4,33	68,53933	1182
7	160	162,0	2,0	4,33	68,53933	1136
8	160	161,8	1,8	4,33	68,53933	1050
9	160	161,5	1,5	4,33	68,53933	960
10	160	161,4	1,4	4,34	68,91386	865
11	160	161,3	1,3	4,33	68,53933	797
12	160	161,1	1,1	4,32	68,16479	690
13	160	160,9	0,8	4,29	67,04120	508

Tabulka 9.1.3 Naměřená data při tlakovém spádu $\Delta p = 160$ bar

Vzorec pro přepočítání napětí U na krouticí moment M z grafu. 7.3.2:

$$M = \frac{U-2,5}{0,0267} = [\text{N.m}] \quad (9.1.2)$$



Obrázek 9.1.1 Momentová charakteristika hydromotoru F12-030

Z grafu lze vyčíst, že moment M roste do otáček kolem $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, což je způsobeno zvětšováním tloušťky mazacího filmu oleje mezi mechanickými částmi hydromotoru. Poté začíná moment klesat v závislosti na zvyšujících se otáčkách. Postupný pokles momentu M při zvyšování otáček n nad 1000 min^{-1} , je způsoben narůstajícím ztrátovým momentem ovlivněným zejména třením a vířením kapaliny v hydromotoru. Kapaliné tření a tedy ztrátový moment způsobený třením kapaliny závisí na viskozitě a roste s otáčkami lineárně, kdežto ztrátový moment způsobený vířením roste s otáčkami kvadraticky [2].

Teoretický moment na vyvolaný hydromotorem pro různé tlaky a $V_{gHM} = 30 \text{ cm}^3$ [6]:

$$M_{teor} = \frac{V_{gHM} \cdot \Delta p}{63} = [\text{N.m}] \quad (9.1.3)$$

Při $\Delta p_{HM} = 100 \text{ bar}$ je $M_{teor} = 47,92 \text{ N.m}$.

Při $\Delta p_{HM} = 130 \text{ bar}$ je $M_{teor} = 61,9 \text{ N.m}$.

Při $\Delta p_{HM} = 160 \text{ bar}$ je $M_{teor} = 76,19 \text{ N.m}$.

9.2 Průtoková charakteristika

Průtoková charakteristika sleduje průtok oleje hydromotorem a měří se při konstantních otáčkách n a měnícím se tlakovém spádu Δp_{HM} na hydromotoru. Vyjadřuje tedy změnu průtoku v závislosti na změně tlakového spádu. Postup měření vychází z literatury [22].

Při testování udržuji konstantní otáčky n regulací průtoku na tlakové váze, tlak měním na hydraulickém agregátu a zvyšuji ho škrcením průtoku za hydrogenerátorem. Teplota byla udržována na teplotě $T = 45\text{ °C} \pm 1\text{ °C}$.

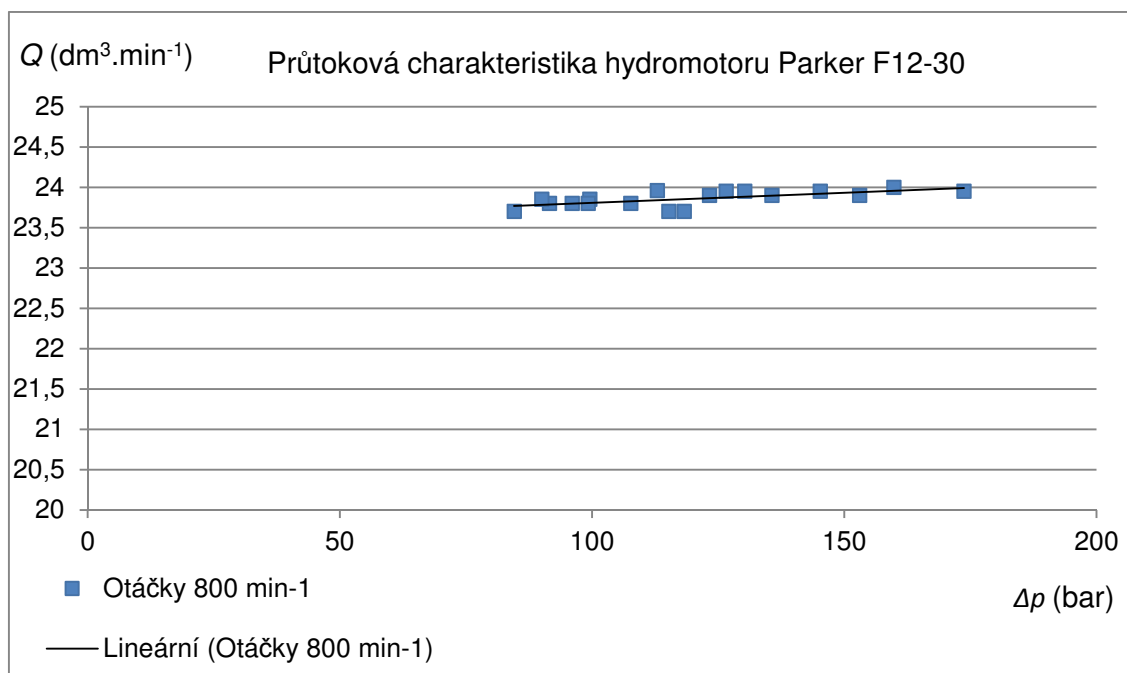
Průtoková charakteristika může sloužit ke stanovení svodové propustnosti Z hydromotoru jako poměr změny průtoku při změně tlakového spádu.

Vzorec pro svodovou propustnost [2]:

$$Z = \frac{\Delta Q}{\Delta p} = \operatorname{tg} \beta = [\text{N}^{-1} \cdot \text{m}^5 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (9.2.1)$$

Měření	n (min^{-1})	Δp_{HM} (bar)	p_{1HM} před HM (bar)	p_{2HM} za HM (bar)	Q od HG ($\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	Q od agregátu ($\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	Q celkem ($\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)
1	800	173,7	175	1,3	17,25	6,7	23,95
2	800	159,8	161,1	1,3	17,40	6,6	24,0
3	800	153,0	154,3	1,3	17,40	6,5	23,9
4	800	145,2	146,5	1,3	17,45	6,5	23,95
5	800	135,6	137,0	1,4	17,50	6,4	23,9
6	800	130,2	131,5	1,3	17,55	6,4	23,95
7	800	126,5	127,8	1,3	17,65	6,3	23,95
8	800	123,2	124,5	1,3	17,50	6,4	23,9
9	800	118,2	119,5	1,3	17,45	6,25	23,7
10	800	115,2	116,5	1,3	17,50	6,2	23,7
11	800	112,9	114,2	1,3	17,66	6,3	23,96
12	800	107,6	108,9	1,3	17,60	6,2	23,8
13	800	99,5	100,8	1,3	18,25	5,6	23,85
14	800	99,2	100,5	1,3	17,70	6,1	23,8
15	800	96,0	97,4	1,4	17,90	5,9	23,8
16	800	91,5	92,9	1,4	17,90	5,9	23,8
17	800	90,0	91,3	1,3	17,85	6,0	23,85
18	800	84,5	85,8	1,3	17,60	6,1	23,7

Tabulka 9.2.1 Naměřená data při otáčkách $n = 800\text{ min}^{-1}$



Obrázek 9.2.1 Průtoková charakteristika hydromotoru F12-030

9.3 Charakteristika účinností v závislosti na otáčkách

Vypočítat celkovou účinnost η_{celk} u rotačního hydraulického motoru můžeme z naměřených hodnot momentu M , průtoku, Q , otáček n a tlakového spádu Δp [7] nebo vynásobením objemové η_{obj} a mechanicko-tlakové účinnosti η_{mech} .

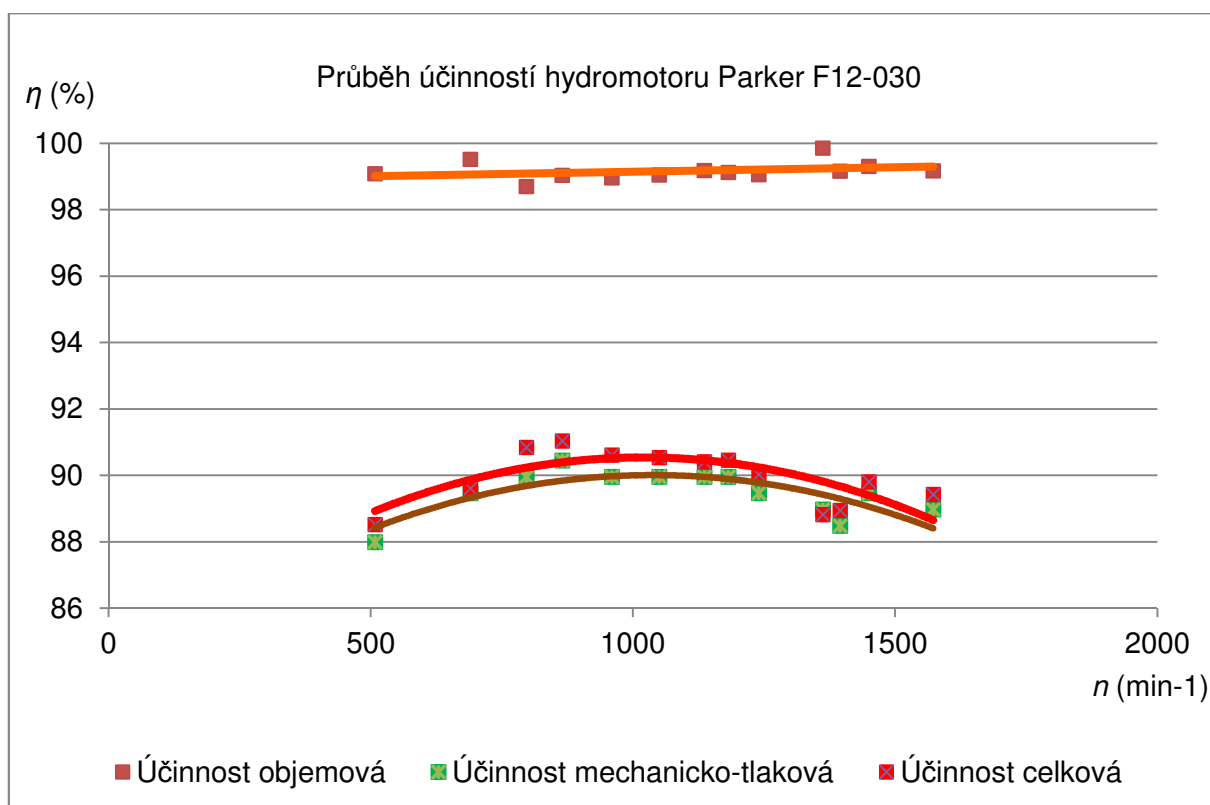
$$\eta_{obj} = \frac{V_g \cdot n}{Q} = [\%] \quad (9.3.1)$$

$$\eta_{mech} = \frac{M \cdot 2\pi}{\Delta p \cdot V_g} = [\%] \quad (9.3.2)$$

$$\eta_{celk} = \frac{2\pi \cdot M \cdot n}{\Delta p \cdot Q} = [\%] \quad (9.3.3)$$

Měření	Δp_{HM} (bar)	p_{1HM} před HM (bar)	p_{2HM} za HM (bar)	M (N.m)	n (min ⁻¹)	Q celkem (dm ³ .min ⁻¹)	η_{obj} (%)	η_{mech} (%)	η_{celk} (%)
1	160	160,8	2,8	67,79	1573	46,8	99,17	88,97	89,43
2	160	162,8	2,5	68,16	1450	43,2	99,31	89,47	89,80
3	160	162,6	2,6	67,42	1395	41,5	99,16	88,48	88,95
4	160	162,5	2,5	67,79	1362	40,8	99,85	88,97	88,82
5	160	162,2	2,2	68,16	1240	36,85	99,06	89,47	90,03
6	160	162,1	2,1	68,54	1182	35,15	99,13	89,96	90,46
7	160	162	2	68,54	1136	33,8	99,18	89,96	90,42
8	160	161,8	1,8	68,54	1050	31,2	99,05	89,96	90,53
9	160	161,5	1,5	68,54	960	28,5	98,96	89,96	90,62
10	160	161,4	1,4	68,91	865	25,7	99,04	90,45	91,04
11	160	161,3	1,3	68,54	797	23,6	98,70	89,96	90,85
12	160	161,1	1,1	68,16	690	20,6	99,52	89,47	89,62
13	160	160,9	0,8	67,04	508	15,1	99,08	87,99	88,53

Tabulka 9.3.1 Naměřené hodnoty



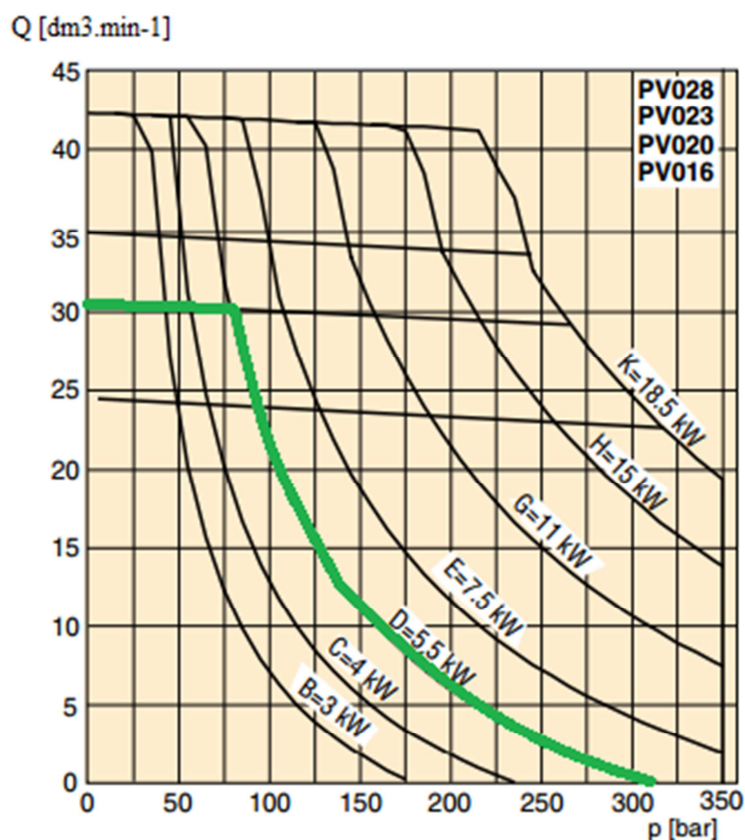
Obrázek 9.3.1 Průběh účinností v závislosti na otáčkách n a nataveném $\Delta p = 160 \text{ bar}$

Z grafu lze vyčíst, že objemová účinnost se udržuje na hodnotě kolem $\eta_{obj} = 99\%$. Mechanicko-tlaková účinnost η_{mech} roste do otáček kolem $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ z důvodu rozběhu hydromotoru a poté klesá v důsledku ztrátového momentu. Mechanicko-tlaková účinnost η_{mech} byla očekávána vyšší, nicméně motor je nový což může být důvod její nižší hodnoty a po zaběhnutí se mírně zvýší. Celková účinnost η_{celk} je zejména ovlivněna průběhem mechanicko-tlakové účinnosti η_{mech} a svého maxima nad 90 % dosahuje při konstantních otáčkách $n = 1000 \text{ min}^{-1}$.

10 ENERGETICKÁ ÚSPORA

10.1 Energetická úspora navrženého zařízení

Použitý agregát nemá dostatečný průtok pro testování při vyšších tlacích a tedy i nedostatečné rozmezí otáček pro testování rotačního hydromotoru. Kupříkladu bych dokázal z agregátu při $\Delta p = 160$ bar získat maximální průtok kolem $Q = 12 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$, jak lze vyčíst z grafu níže, čímž bych se dostal na otáčky hydromotoru kolem $n = 400 \text{ min}^{-1}$ a tedy na minimální povolené otáčky hydrogenerátoru, které jsou prostřednictvím spřažených hřídelů shodné s otáčkami hydromotoru. Tato hodnota otáček prezentuje otáčky maximálně dosažitelné při zapojení bez úsporného zařízení a testování hydromotoru by nebylo uskutečnitelné.



Obrázek 10.1.1 Výkonová charakteristika čerpadla hydraulického agregátu [8]

Úsporu energie vyhodnotím porovnáním příkonů k hydromotoru v zapojení s hydraulickým agregátem s regulací na konstantní výkon a s příkonem do hydromotoru v zapojení s navrženým rekuperačním hydraulickým zařízením.

10.2 Energetická úspora při konstantním tlaku 160 bar

Maximální nominální krouticí moment pro snímač je $M_{max-nom} = 75 \text{ N.m}$ je při tlakovém spádu kolem $\Delta p = 160 \text{ bar}$. Proto se bude maximální úspora vyhodnocovat při tlaku $\Delta p = 160 \text{ bar}$, když bude největší. Průběh měření, nastavování tlakového spádu Δp a průtoku Q je shodný s postupem uvedeným pro měření momentové charakteristiky rotačního hydromotoru v kapitole 8.2.

Měření	n (min^{-1})	Průtok Q_2 od HG ($\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	Průtok Q_1 od agregátu ($\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)	Příkon P_2 dodávaný úsporným zařízením (kW)	Příkon P_1 dodávaný agregátem (kW)	Celkový příkon P k HM (kW)	Úspora (kW)	Úspora (%)
1	1573	34,4	12,4	9,17	3,31	12,48	9,17	73,50
2	1450	31,6	11,6	8,43	3,09	11,52	8,43	73,15
3	1395	30,9	10,6	8,24	2,83	11,07	8,24	74,46
4	1362	30,2	10,6	8,05	2,83	10,88	8,05	74,02
5	1240	27,2	9,65	7,25	2,57	9,83	7,25	73,81
6	1182	25,9	9,25	6,91	2,47	9,37	6,91	73,68
7	1136	24,8	9,0	6,61	2,40	9,01	6,61	73,37
8	1050	22,8	8,4	6,08	2,24	8,32	6,08	73,08
9	960	20,6	7,9	5,49	2,11	7,60	5,49	72,28
10	865	18,5	7,2	4,93	1,92	6,85	4,93	71,98
11	797	16,9	6,7	4,51	1,79	6,29	4,51	71,61
12	690	14,7	5,9	3,92	1,57	5,49	3,92	71,36
13	508	10,45	4,65	2,79	1,24	4,03	2,79	69,21

Tabulka 10.2.1 Naměřené a vypočtené hodnoty při konstantním tlaku $\Delta p = 160 \text{ bar}$

Příkon k hydromotoru:

od hydraulického agregátu $P_1 = Q_1 \cdot \Delta p = [\text{kW}]$ (10.2.1)

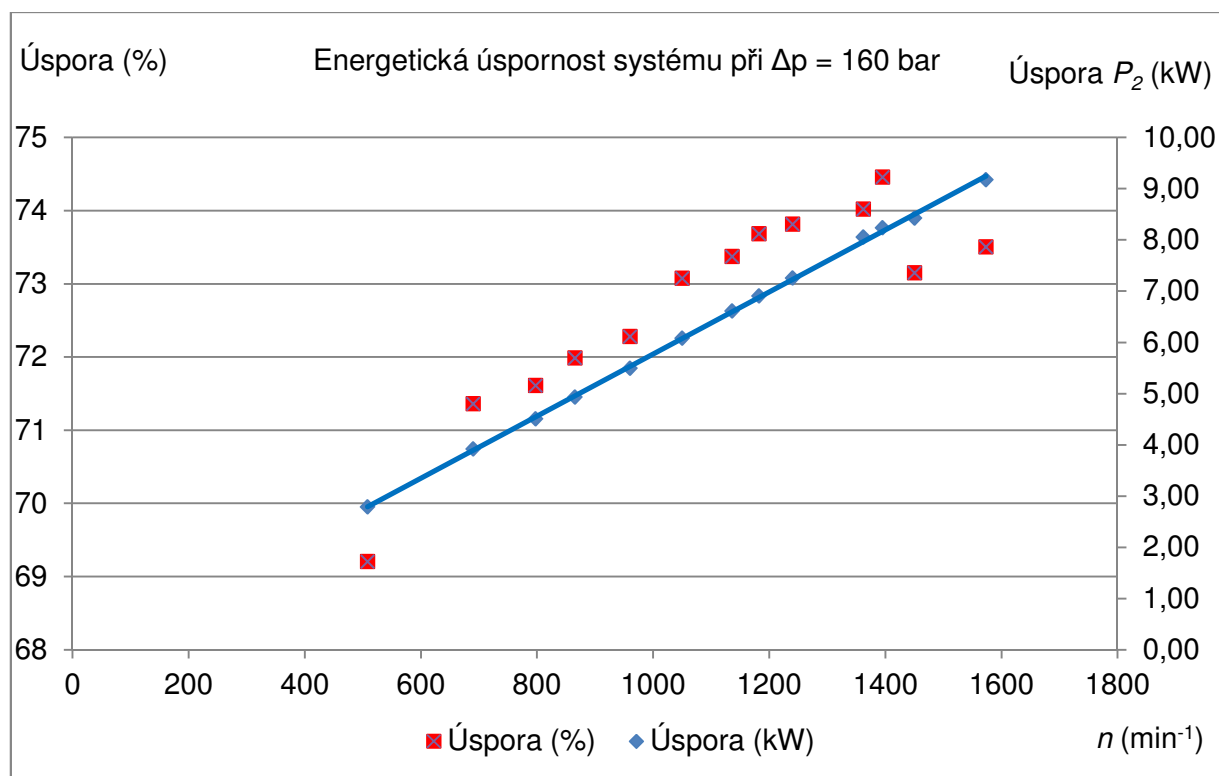
z cirkulační větve $P_2 = Q_2 \cdot \Delta p = [\text{kW}]$ (10.2.2)

celkový příkon na vstup hydromotoru $P = P_1 + P_2 = [\text{kW}]$ (10.2.3)

Z hodnot uvedených v tabulce 10.2.1 vyplývá, že k největší energetické úspoře navrženého testovacího zařízení dochází při maximálních otáčkách n , které systém umožňuje a tedy i při maximálním cirkulačním průtoku Q . Maximální úspora tedy odpovídá maximální hodnotě P_2 .

Maximální energetická úspora:

$$P_{2max} = \frac{34,4 \cdot 160}{600} = 9,173 \text{ kW} \quad (10.2.4)$$



Obrázek 10.2.1 Energetická úspora při konstantním tlakovém spádu $\Delta p = 160 \text{ bar}$

Úspora vyjádřená v % z celkového příkonu rotačního hydromotoru:

$$\text{Maximální úspora} = \frac{\frac{P_{2MAX}}{P}}{\frac{100}{100}} = \frac{8,24}{11,07} = 74,5 \% \quad (10.2.5)$$

Z grafu výše lze vyčíst, že výkonová hodnota úspory P_2 při konstantním tlakovém spádu $\Delta p = 160 \text{ bar}$ roste lineárně s otáčkami, avšak poměrově její hodnota začíná klesat při otáčkách kolem hodnoty 1400 min^{-1} . Maximální úspora nahrnutého systému pro daný rotační hydromotor vyjádřená v procentech, pro maximální dovolený tlak $\Delta p = 160 \text{ bar}$ a maximálně možné otáčky n , činí 74,5 % a se snižujícími se otáčkami klesá. Z naměřených výsledků dosahuje minima 69 % při otáčkách kolem $n = 500 \text{ min}^{-1}$.

10.3 Energetická úspora v závislosti na tlaku a otáčkách

Jiná možnost výpočtu a zobrazení energetické úspory je v závislosti na rostoucích otáčkách a rostoucím tlaku.

Měření	Δp_{HM} (bar)	p_{1HM} před HM (bar)	p_{2HM} za HM (bar)	n (min ⁻¹)	Q od HG (dm ³ .min ⁻¹)	Příkon P_2 od HG (kW)	Příkon P_1 od agregát u (kW)	Celkový příkon P k HM (kW)	Úspora (%)
1	150	153	3	1505	33,1	8,28	3,00	11,28	73,39
2	137,4	140	2,6	1400	31,1	7,12	2,52	9,64	73,87
3	143,25	146	2,75	1450	32,0	7,64	2,75	10,39	73,56
4	130,5	133	2,5	1350	30,0	6,53	2,28	8,81	74,07
5	127,65	130	2,35	1300	29,3	6,23	2,13	8,36	74,55
6	120,9	123,1	2,2	1250	28,4	5,72	1,91	7,64	74,93
7	120,9	123	2,1	1200	27,0	5,44	1,83	7,27	74,79
8	118,05	120	1,95	1150	26,3	5,17	1,71	6,89	75,14
9	105,75	107,5	1,75	1050	23,8	4,19	1,39	5,59	75,08
10	100,9	102,6	1,7	1000	22,7	3,82	1,28	5,10	74,92
11	96,4	98	1,6	950	21,5	3,45	1,14	4,60	75,17
12	91,44	93	1,56	900	20,1	3,06	1,02	4,08	75,00
13	87,2	88,6	1,4	850	18,9	2,75	0,92	3,66	75,00
14	84,9	86,2	1,3	800	18,0	2,55	0,85	3,40	75,00
15	82,23	83,5	1,27	750	17,0	2,33	0,78	3,11	74,89
16	70,76	72	1,24	635	14,4	1,70	0,55	2,25	75,39
17	73,8	75	1,2	690	15,6	1,92	0,63	2,55	75,36
18	69,9	70,8	0,9	600	13,6	1,58	0,51	2,10	75,56
19	69,7	70,5	0,8	480	10,5	1,22	0,39	1,61	75,54

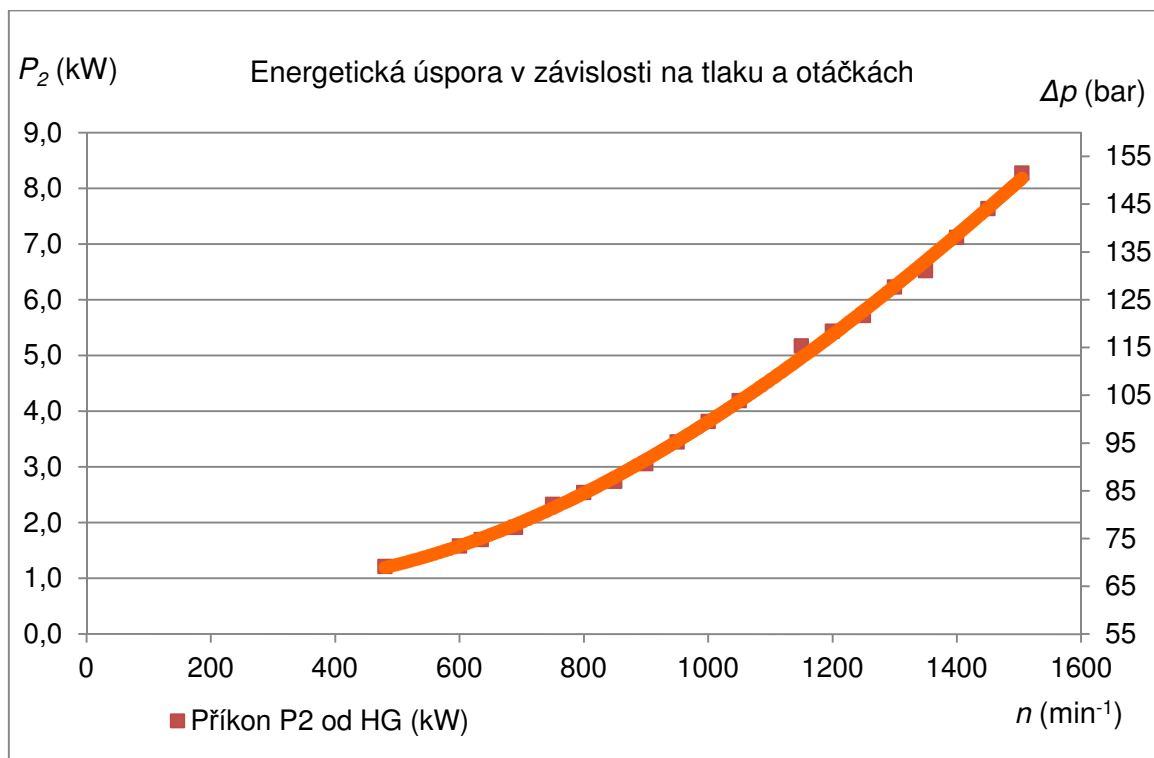
Tabulka 10.3.1 Naměřené a vypočtené hodnoty

Příkon k hydromotoru:

od hydraulického agregátu $P_1 = Q_1 \cdot \Delta p = [\text{kW}]$ (10.3.1)

z cirkulační větve $P_2 = Q_2 \cdot \Delta p = [\text{kW}]$ (10.3.2)

celkový příkon na vstup hydromotoru $P = P_1 + P_2 = [\text{kW}]$ (10.3.3)



Obrázek 10.3.1 Energetická úspora v závislosti na tlaku a otáčkách

Z grafu výše lze vyčíst, že výkonová hodnota úspory při vzrůstajícím tlaku roste proporcionálně s otáčkami, z čehož vyplývá, že čím je větší tlak, tím větší bude energetická úspora. Maximální úspora bude při maximálním dovoleném tlakovém spádu $\Delta p = 160$ bar, jejíž vyhodnocení je uvedeno bodě 10.3.1. diplomové práce.

11 ZÁVĚR

Diplomová práce pojednává o návrhu zkušebního zařízení pro energeticky úsporné testování rotačních hydromotorů. Skládá se z hydraulického agregátu a vybraných komponentů firmy Parker Hannifin jakožto garanta této diplomové práce. Hydraulický agregát neposkytuje dostatečný výkon pro přímý test rotačního hydromotoru Parker F12-030 a proto bylo nutné vymyslet systém, který by dokázal zvýšit výkon pro testování uvedeného hydromotoru a přitom nevyžadoval zvýšení energetické zátěže pro testování.

Základním úkolem bylo vymyslet hydraulický obvod, který dokáže zvýšit množství energie dodávané hydraulickým agregátem k testování vybraného rotačního hydromotoru. Myšlenka byla vytvořit obvod s cirkulací výkonu. Olej na výstupu z hydromotoru bude v následně připojeném hydrogenerátoru částečně vrácen zpět na vstup zkoušeného hydromotoru, jehož hřídel bude spřažena s hřídelí hydrogenerátoru. Tato úloha je řešitelná pouze za předpokladu, že hydrogenerátor dokáže vyvinout tlak na výstupu, který pokryje tlakové ztráty v cirkulační větvi a bude na vstupu do hydromotoru roven tlaku, který vstupuje do hydraulického obvodu z hydraulického agregátu. Vstupní tlak a průtok do systému bude přitom generován výhradně z hydraulického agregátu.

Prvně byl vyzkoušen a propočten obvod se stejnými geometrickými objemy hydromotoru a hydrogenerátoru, kde se uvažovalo, že rozdíl účinností hydromotoru a hydrogenerátoru dokáže vyvodit zvýšený moment na hydrogenerátoru a tím zajistit rekuperaci oleje k hydromotoru. Vypočtený tlakový rozdíl byl však tak malý, že by se nejspíše ztratil při průchodem následujícími prvky obvodu a navíc by nevytvořil dostatečné zvýšení vstupního výkonu na vstupu do hydromotoru.

Prostudované možnosti schémat energeticky úsporného systému převážně vyžadovaly připojení přídatného elektromotoru pro zvýšení momentu na spřažených hřídelích hydromotoru a hydrogenerátoru. Cestou přídatného elektromotoru jsem se nechtěl ubírat, jelikož mě upoutala možnost systému založeného čistě hydraulického, čímž mám na mysli poskládaného pouze z hydraulických prvků.

Hydraulický obvod byl tedy vytvořen z hydromotoru s větším geometrickým objemem, než je objem hydrogenerátoru, čímž se díky spřaženým hřídelům dokázal vyvolat dostatečný moment pro cirkulaci kapaliny zpět k hydromotoru. Tento obvod byl propočítán dle katalogových údajů hydromotoru a hydrogenerátoru se zanedbáním tlakových ztrát ve vedení. Následně byl obvod nasimulován v programu Automation Studio 5.0. Simulace vyšla pozitivně a obvod byl ještě propočítán pro předběžné určení chování systému a jeho základních hydraulických veličin. Výpočet ukázal možnosti zvýšení výkonu a dokázal vymezit

přibližný maximální geometrický objem $V_g = 22,2 \text{ cm}^3$ hydrogenerátoru, při kterém začne olej cirkulovat zpět k hydromotoru.

Pro samotné testování byl geometrický objem hydrogenerátoru nastaven na hodnotu vyšší, konkrétně $V_g = 23,4 \text{ cm}^3$, protože testování probíhalo při tlacích na vstupu do hydromotoru vyšších než 80 bar, čímž se posunula i hranice maximálního nastavení velikosti geometrického objemu hydrogenerátoru, při kterém systém cirkuluje. Hodnoty základních sledovaných veličin, při nastavení hydrogenerátoru na hodnotu $V_g = 23,4 \text{ cm}^3$, jsou teoreticky propočteny a lze je vyčíst v příloze A diplomové práce.

V kombinaci s výběrem prvků bylo vytvořeno schéma obvodu s následujícím popisem funkce. Olej dodávaný z hydraulického agregátu HA Parker s čerpadlem na konstantní výkon Parker PV020 prochází přes dvoucestný regulátor průtoku TV, kterým se reguluje průtok škrcením bez závislosti na zatížení hydromotoru HM. Olej prochází přes jednosměrný ventil JV1 k hydromotoru HM. Olej dále prochází hydromotorem a proudí k hydraulickému regulačnímu generátoru HG nastavenému na konstantní geometrický objem a přebytečný olej odchází přes jednosměrný ventil JV2, do nádrže hydraulického agregátu HA. Hydrogenerátor HG se díky momentu na spřažené hřídeli a nastavenému optimálnímu geometrickému objemu roztočí a generuje vyšší tlak než je tlak oleje přicházející z hydraulického agregátu HA. Takto začne olej cirkulovat přes škrtkový ventil SV2 a jednosměrný ventil JV3 zpět k hydromotoru. Škrtení na ventilu SV2 dokáže vyvolat zvýšení tlaku za hydrogenerátorem a případně zastavit nebo omezit průtok od hydrogenerátoru k hydromotoru, čímž přebytečná kapalina odchází boční větví přes pojistný ventil PV2 do nádrže hydraulického agregátu. Do systému jsou zakomponovány tlakoměry, průtokoměry, snímač krouticího momentu a otáčkoměr.

Následně byl vytvořen 3D model v programu Autodesk Inventor 2014 a vytvořena dokumentace pro výrobu a montáž zkušebního zařízení. Téměř všechny prvky obvodu a diagnostiky jsou od výrobce Parker Hannifin.

V průběhu testování rotačního hydromotoru Parker F12-030 byl sepsán instruktážní manuál pro testování momentové a průtokové charakteristiky a zjištění účinností.

K závěru diplomové práce byla vyhodnocena energetická úspora navrženého systému, která vyšla v rozmezí hodnot $P_2 = 1,22$ až $8,28 \text{ kW}$, což odpovídá rozmezí 69 až 74,5 % z celkového příkonu dodávanému na vstup do hydromotoru, při maximálně dovoleném tlaku $\Delta p = 160 \text{ bar}$ daném parametry snímače krouticího momentu a maximálními otáčkami kolem $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, které energeticky úsporný systém umožňuje.

12 POUŽITÉ ZDROJE

- [1] KOPÁČEK, Jaroslav; PAVLOK, Bohuslav. *Tekutinové mechanismy*. 3. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2011. 156 s. ISBN 978-80-248-2405-5.
- [2] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy díl 1.: Kapaliny v hydraulických mechanismech, hydrostatické převodníky*. 3. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2013. 156 s. ISBN 978-80-248-2983-8.
- [3] PAVLOK, Bohuslav. *Hydraulické prvky a systémy díl 2.: Řídící prvky hydrostatických systémů, příslušenství hydraulických obvodů*. 3. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2013. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
- [4] PAVLOK, Bohuslav, HRUŽÍK, Lumír, BOVA, Miroslav. *Hydraulická zařízení strojů: učební text*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 116 s.
- [5] Famic Technologies, Inc. Automation Studio 5.0 Professional [software]. 2003. Požadavky na systém: procesor Intel® Pentium® 3, 1 GHz nebo rychlejší, operační systém Microsoft Windows Microsoft® Windows® 2000 (SP2) a novější, volné místo na disku 620 MB, operační paměť 515 MB.
- [6] Parker Hannifin [online]. *Hydraulic Motor/Pump, Series F11/F12*. [vid. 09/2013]. Dostupné z: http://www.parker.cz/wp-content/uploads/2014/10/HY30-8249-UK_F11-F12.pdf
- [7] KOPÁČEK, Jaroslav. *Technická diagnostika hydraulických mechanismů*. Ostrava, 1996. 160 s.
- [8] Parker Hannifin [online]. *Axial piston pumps, Series PVplus*. [vid. 07/2015]. Dostupné z: http://www.parker.cz/wp-content/uploads/2014/10/HY30-3245-uk-PV016-PV360_v524a.pdf
- [9] Burster [online]. *Sensors. Torque. Rotating applications. 8645, 8646 Torque sensor* [vid. 2016]. Dostupné z: <http://www.burster.com/en/sensors/torque/p/detail/8645-8646/>
- [10] Microsoft Inc. Microsoft Office 2010, Excel 2010 [software]. Červen 2010.[přístup 1.10.2015]. Dostupné z: <https://www.microsoft.com>. Požadavky na systém: procesor Intel® Pentium® 3, 500 Hz nebo rychlejší, operační systém Microsoft Windows Microsoft® Windows® XP se SP3 a novější, volné místo na disku 2,5 GB, operační paměť 256 MB.
- [11] Parker Hannifin [online]. *Catalog HY15-3502/US* [vid. 2015]. Dostupné z: <http://www.parker.com/literature/Literature%20Files/IHD/FCsection.pdf>
- [12] Parker Hannifin [online]. *Catalog HY15-3502/US* [vid. 2015]. Dostupné z: <http://www.parker.com/literature/Literature%20Files/IHD/BCsection.pdf>
- [13] Parker Hannifin [online]. *Catalog HY14-2500/US* [vid. 2011]. Dostupné z: <http://www.parker.com/literature/Hydraulic%20Valve%20Division/hydraulicvalve/C>

- [atalogs-Bulletins/MASTER%20HVD%20Catalogs/Cat%20HY14-2500%20DCV,PCV,Sandwich_12-11.pdf](#)
- [14] Parker Hannifin [online]. *Catalogue 4100-10/UK* [vid. 2015]. Dostupné z: <http://www.parker.com/Literature/Tube%20Fittings%20Division%20Europe/WS/UK/Check%20valves.pdf>
- [15] Parker Hannifin [online]. *RadexNC, Operating-/Assembly instructions*. [vid. 23.5.2012]. Dostupné z: <http://ktr-international.com/root/img/pool/pdf/montageanleitungen/47210en000000.pdf>
- [16] Kovaz [online]. *Katalog HY11-3500/CZ* [vid. 2013]. Dostupné z: <http://www.kovaz.cz/hydraulicky-uzaviraci-a-skrfici-jehlovy-ventil-ocel-s-2stupnovou-jehlou-9n1200s-174863/>
- [17] Parker Hannifin [online]. *ServiceMaster_Plus_V1.0_CZ*. Dostupné z: http://www.parker.com/literature/Czech%20Republic/Files/ServiceMaster_Plus_V1.0_CZ.pdf
- [18] Parker Hannifin [online]. *CAT4400UK_Hydraulic_Hoses_Fittings_Equipment_11_2015*. [vid. 11/2015]. Dostupné z: http://www.parker.cz/wp-content/uploads/2014/05/CAT4400UK_Hydraulic_Hoses_Fittings_Equipment_11_2015.pdf
- [19] Autodesk, Inc. Autodesk Inventor Professional 2014[software]. *Listopad 2014*. [přístup 1.1.2016]. Dostupné z: <http://www.autodesk.cz/products/autodesk-inventor-family/overview>. Požadavky na systém: procesor Intel® Pentium® 4, 2 GHz nebo rychlejší, operační systém Microsoft Windows Microsoft® Windows® 7 a novější, volné místo na disku 15 GB, operační paměť minimálně 4 GB.
- [20] LEINVEBER, Josef; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky: Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vyd. Úvaly: ALBRA- pedagogické nakladatelství, 2003. 865 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [20] Parker Hannifin [online]. *Catalogue 4077/UK* [vid. 06/2012]. Dostupné z: <http://www.parker.cz/wp-content/uploads/2016/01/BUL-4077-UK.pdf>
- [21] Conrad [online]. *Batteries & Power Supply, Power Supplies & Mains Adapters, Laboratory & Bench PSUs, Bench Power Supplies* [vid. 9.4.2016]. Dostupné z: <http://www.conrad.com/ce/en/product/511777/VOLTCRAFT-VSP-1605-309W-2-Output-Remotely-Controllable-Variable-DC-Power-Supply-Switched-Mode-Sense-Function-Bench>
- [22] HRUŽÍK, Lumír. *Experimentální úlohy v tekutinových mechanizmech*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 61 s.
- [23] TARÁBEK, Pavol. *Odmaturuj! z fyziky*. 2. vyd. Didaktis, 2011. 224 s. ISBN 80-7358-058-6.

13 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A:	Výpočet obvodu	A3
Příloha B:	Schéma obvodu testovacího zařízení 3-PRG-SCH-1820	A3
Příloha C:	Schéma obvodu hydraulického agregátu HYD-SCH-XXX	A3
Příloha D:	Technická dokumentace zařízení 1-PRG-VV-1705 1-PRG-VV-1712 3-PRG-VV-1706 3-PRG-VV-1707 3-PRG-VV-1708 3-PRG-VV-1709 3-PRG-VV-1710	7 x A3